

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-293710

(43)Date of publication of application : 26.10.1999

(51)Int.Cl.

E02F 9/20
E02F 9/22
F02D 29/00
F15B 11/00
F15B 11/028
F15B 11/16

(21)Application number : 11-014822

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 22.01.1999

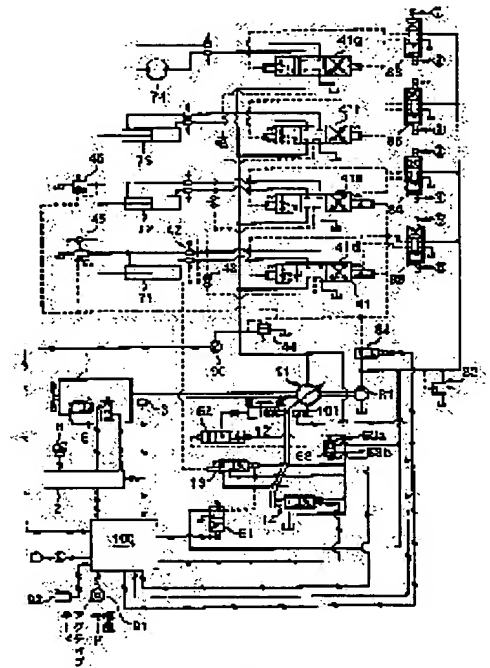
(72)Inventor : TSUJI MASAFUMI
NISHIDA HARUSHIGE
FUJITA ETSUO

(54) CONTROLLER FOR CONSTRUCTION MACHINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a construction machine excellent in operability and controllability by providing a control means for an engine output power, a pump torque, a hydraulic pressure of an actuator, etc., in an active mode changeover controller for a heavy duty excavation work or the like.

SOLUTION: An operation mode setting switch 91 is controlled in accordance with an operator's technique to chose either standard mode or active mode. In this time, a skillful operator can chose the active mode and a beginner can chose the standard mode. When the active mode is chosen, since the absorption torque of a pump 11 is set at the rated output torque at the time of the rated output of the engine 1 in the active mode, when working loads 71-74 rises and the pump 11 is loaded, the output power of the engine 1 moves along the torque curve. In this case, the controller 100 controls the delivery volume of the pump 11 on the basis of signals from a governor controller 2, an engine revolution sensor 3, a pressure sensor 90, etc., and the working speed is made fast. In this way, the working efficiency can be improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 22.01.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 2986471

[Date of registration] 01.10.1999

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

This Page Blank (uspto)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-293710

(43) 公開日 平成11年(1999)10月26日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

E 0 2 F 9/20
9/22
F 0 2 D 29/00
F 1 5 B 11/00
11/028

E 0 2 F 9/20
9/22
F 0 2 D 29/00
F 1 5 B 11/00
11/02
N
K
B
F
G

審査請求 有 請求項の数 5 O L (全 22 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平11-14822
(62) 分割の表示 特願平7-46508の分割
(22) 出願日 平成7年(1995)2月9日

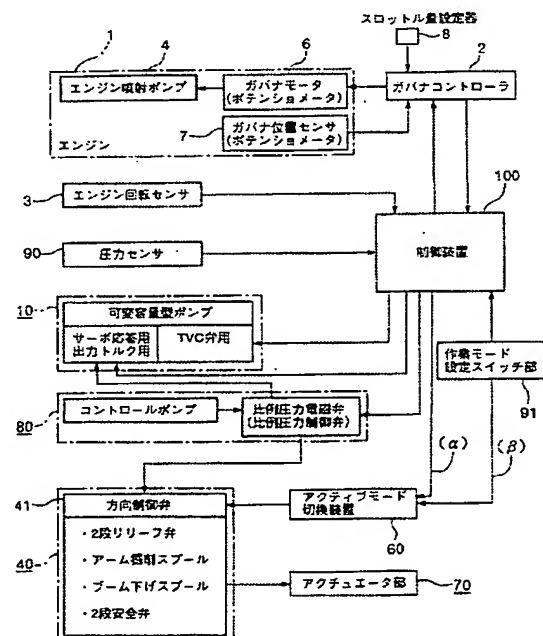
(71) 出願人 000001236
株式会社小松製作所
東京都港区赤坂二丁目3番6号
(72) 発明者 辻 雅文
大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小
松製作所大阪工場内
(72) 発明者 西田 晴茂
大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小
松製作所大阪工場内
(72) 発明者 藤田 悦夫
大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小
松製作所大阪工場内
(74) 代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 建設機械の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 建設車両等の建設機械に搭載されたエンジン、油圧ポンプ、および、油圧回路の制御により、作業性、操縦性の良い建設機械の制御装置を提供する。

【解決手段】 重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモード選択・解除手段と、アクティブモードの選択によりエンジンが定格出力トルクを出力する燃料を供給するエンジン燃料噴射位置設定手段と、アクティブモードの選択によりアクチュエータへの油圧を調圧するリリーフ弁、安全弁等のセット圧力を切り換えるアクティブモード切換手段と、アクティブモード選択・解除手段からの信号を受けて、エンジン燃料噴射位置設定手段およびアクティブモード切換手段に指令を出力する制御手段とからなる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンと、エンジンにより駆動される可変容量型ポンプと、可変容量型ポンプに作用する負荷圧力と吐出容量との積がほぼ一定になるように制御するポンプ出力制御手段と、ポンプからの圧油を受けるアクチュエータにより作動され、作業する作業装置と、作業現場あるいは作業内容によりエンジンの出力トルクおよび可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段とを有する建設機械の制御装置において、重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモード選択・解除手段と、エンジン燃料噴射位置設定手段と、アクティブモード切

換手段と、アクティブモードの選択によりエンジンの回転数と出力トルクを負荷の増加に応じて定格出力トルク点になるように出力する燃料を供給するようにエンジン燃料噴射位置設定手段に指令を出力し、アクティブモードの選択によりポンプ吸収トルクをエンジンの定格出力トルクになるように可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段に指令を出力し、アクティブモードの選択によりアクチュエータへの油圧を調圧するリリーフ弁、安全弁等のセット圧力を切り換えるようにアクティブモード切

換手段に指令を出力する制御手段とからなることを特徴とする建設機械の制御装置。

【請求項 2】 エンジンと、エンジンにより駆動される可変容量型ポンプと、可変容量型ポンプに作用する負荷圧力と吐出容量との積がほぼ一定になるように制御するポンプ出力制御手段と、ポンプからの圧油を受けるアクチュエータにより作動され、作業する作業装置と、作業現場あるいは作業内容によりエンジンの出力トルクおよび可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段とを有する建設機械の制御装置において、エンジンの回転速度を検出するエンジン回転センサと、ポンプに作用する圧力

を検出する圧力センサと、重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモード選択・解除手段と、アクティブモード選択・解除手段、および、エンジン回転センサあるいはエンジン回転センサと圧力センサからの入力信号により可変容量型ポンプの吸収トルクをエンジンの回転速度に応じて可変とする出力信号とを出力する制御手段とからなり、前記制御手段からの信号により可変容量型ポンプの吸収トルクをエンジンの定格トルク点を

をわらい値として設定し、かつ、負荷の増加によりエンジン出力トルク線上を高トルク側に移動し、負荷の減少によりエンジン出力トルク線上を定格トルク点に向けて復帰させるよう可変とすることを特徴とする建設機械の制御装置。

【請求項 3】 アクティブモードの選択によりアクチュエータへの油圧を調圧するリリーフ弁、安全弁等のセット圧力を切り換えるアクティブモード切

換手段と、アクティブモード選択・解除手段からの信号を受けて指令信号を出力する制御手段と、その信号によりアクチュエータへの油圧を調圧する圧力を変更する調圧手段とからな

ることを特徴とする請求項 2 記載の建設機械の制御装置。

【請求項 4】 パイロット圧油を生ずるパイロットポンプと、ブームアクチュエータに設けられた安全弁設定手段と、アクティブモードの選択により指令信号を出力する制御手段と、その信号によりブームの掘削力をあげるためパイロットポンプからのパイロット圧を安全弁設定手段に送りセット圧力を切り換えるアクティブモード切

換手段とからなることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の建設機械の制御装置。

【請求項 5】 ポンプからアクチュエータのボトム、ヘッドへの圧油の方向を切り換えるとともに、最大ストロークを可変として通過流量を変える方向制御弁と、アクティブモードの選択により指令信号を出力する制御手段と、その信号により方向制御弁へ送りストロークを可変とする圧油を切り換える方向制御弁用切

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、建設機械の制御装置およびその制御方法に係わり、特に、建設車両等の建設機械に搭載されたエンジン、油圧ポンプ、および、油圧回路の制御により、作業性、操縦性の良い建設機械の制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、建設車両には、図 2 2 に示すような油圧回路が採用されている。この油圧回路は、エンジン 1 により駆動される可変容量型ポンプ 11（以下、ポンプ 11 という。）とパイロットポンプ 81 を備えている。ポンプ 11 はサーボピストン 12 により斜板角を制御されるようになっており、このサーボピストン 12 の作動圧を制御するサーボ制御弁 200 と接続している。このサーボ制御弁 200 の操作部 200a はニュートラルコントロール弁 210（以下、NC 弁 210 と言う）と、カットオフ弁 220 と、可変式トルクコントロール弁 230 とを直列に接続している。ポンプ 11 の吐出管路 201 から分岐する管路 201a はカットオフ弁 220 の操作部と、可変式トルクコントロール弁 230 の操作部とに接続している。パイロットポンプ 81 の吐出管路 221 から分岐する管路 222 は、可変式トルクコントロール弁 230、カットオフ弁 220 および NC 弁 210 を経て、サーボ弁 200 の操作部 200a に接続している。エンジン 1 の回転速度を検知するエンジン回転センサ 3 は制御装置 240 に接続している。制御装置 240 は可変式トルクコントロール弁 230 に接続している。

【0003】 また、ポンプ 11 の吐出管路 201 は方向切

と共に、管路 252 を介してジェットセンサ（圧力検出部）253 に接続している。ジェットセンサ 253 はドレーン路 254 と接続している。また、前記パイロットポンプ 81 の吐出管路 221 から分岐した吐出管路 223 は圧力比例制御弁 270 と接続し、操作レバー 271 がこの圧力比例制御弁 270 と連結している。この圧力比例制御弁 270 は管路 272a、272b を介して方向切換弁 250 の操作部と接続している。254 はリリーフ弁である。

【0004】次に、作動について説明する。NC 弁 210 は、ジェットセンサ 253 で検出された圧力を管路 256 から一侧の操作部に入力し、このジェットセンサ 253 の下流側のドレーン路 254 で検出された圧力を管路 257 から他側の操作部に入力して、このジェットセンサ 253 の前後の差圧によって切り換わるようになっている。図に示す方向切換弁 250 が中立位置になるとポンプ 11 の吐出流量が全てジェットセンサ 253 を通ってドレーン路 254 からタンク 258 へドレーンされるのでジェットセンサ 253 の下流の圧力が大きくなり、NC 弁 210 は図に示すポート位置 210b となる。これにより、サーボ弁 200 はポート位置 200c となりサーボピストン 12 を図の左側へ移動させ、ポンプ 11 の流量を減らす。これにより中立位置におけるエネルギーロスをより少なくしている。

【0005】次に、オペレータが方向制御弁 250 をいづれかに切り換えたときの作動について説明する。なお、このとき、ジェットセンサ 253 には油は流れないため、NC 弁 210 はポート位置 210a となる。また、エンジン 1 のエンジン回転センサ 3 からの回転速度信号は制御装置 240 に常時入力されており、その回転速度信号に応じて制御装置 240 から指令信号が前記可変式トルクコントロール弁 230 の操作部 230a に入力される。なお、可変式トルクコントロール弁 230 の操作部 230b にはポンプ 11 の吐出圧が入力されている。そこでエンジン回転速度信号の指令信号に対して、ポンプ 11 の吐出圧が低いときは、図に示す可変式トルクコントロール弁 230 のポート位置は 230c の位置に、また、カットオフ弁 220 は 220a の位置となる。NC 弁 210 は前述の通り位置 210a にある。このため、前記管路 222 からのパイロット圧はサーボ制御弁 200 の操作部 200a に入力されるのでサーボ制御弁 200 は 200b 位置に切り換わる。これにより、サーボピストン 12 のヘッド側の油はドレーンされ、ボトム側に前記管路 221 からの油が流入し、サーボピストン 12 は右へ移動してポンプ吐出量を増加させる。

【0006】これとは逆に、エンジン回転速度信号の指令信号に対して、ポンプ 11 の吐出圧が高いときは可変式トルクコントロール弁 230 は 230d の位置に切り換わり、前記管路 221 からのパイロット圧はサーボ制御弁 200 の操作部 200a に入力されないのサーボ

制御弁 200 は 200c の位置に切り換わる。これにより、サーボピストン 12 のヘッド側に前記管路 221 からの油が流入し、ボトム側の油はドレーンされ、サーボピストン 12 は左へ移動してポンプ吐出量を減少させる。

【0007】前記カットオフ弁 220 は通常はポンプ 11 の吐出圧力に対して、スプリング 220b の力が大きく設定されているので 220a の位置にある。ポンプ 11 が最大圧力になると 220c の位置に切り換わるようになり、最大圧力の流量をより減少させるカットオフ制御するようになっている。前記可変式トルクコントロール弁 230 は、エンジン回転数 N と、油圧ポンプの吐出圧力 P に対応して油圧ポンプの吐出流量 Q [$Q = q(cc/rev) \cdot N$] が一定となるように制御するようになり、油圧ポンプの吸収馬力は、ほぼ等馬力 ($P \cdot Q = \text{一定}$) の一定線上に制御される。

【0008】上記の構成において、最近では、オペレータが作業現場に合わせて、コントローラ 240 に付設した図示しない選択スイッチを操作することにより、エンジントルク、ポンプ吸収トルクを選択し、最適な条件で使えるようにされている。例えば、作業量・パワーがより必要な作業時に用いる図 23 に示すようなエンジンの出力の定格出力点で合わせる重掘削モードと、通常の掘削積み込み作業時に用いる掘削モードと、整地・整正等の作業時に用いる図 24 に示すようなエンジンの出力の 75% パーシャル出力点で合わせる整正モードと、および、微操作を必要とする作業時に用いる図 25 に示すようなエンジンの出力の 50% パーシャル出力点で合わせる微操作モード等がある。このとき、エンジントルクとポンプ吸収トルク（破線で示す）とは、図 26 に示すようにエンジンの出力の定格出力点の一点で合わせる場合と、図 27 に示すようにポンプ吸収トルク（一点鎖線口で示す）が等馬力制御の場合と、図 28 に示すようにポンプ吸収トルク（二点鎖線ハで示す）が定トルク制御の場合とがある。また、実開昭 58-133665 号公報に提示してあるように、油圧ショベルにおいて、ブームを下げながらアームで掘削するときに、アームシリンダによるアーム掘削力の反力で車体前方が浮きやすいため、ブームシリンダのヘッド側の圧力を低く設定している。また、従来の可変容量型の油圧ポンプにおいては、ポンプの容量を設定するサーボピストン 12 は油圧ポンプの駆動体の慣性とサーボピストン 12 の作動とがハンチングを起こさない範囲のバランスがとれる範囲で安定を見込んだ速度を設定し、比較的早い応答性がとれるようにしている。さらに、他の機能としては、油圧回路のリリーフ時のエネルギーロスを低減する図 29 に示す上記のカットオフ機能と、あるいは、カットオフ機能（点線ニで示す）の作動を停止してリリーフ圧近くでのポンプ流量を確保してスピードダウンを防ぐ図 30 に示すカットオフ解除機能がある。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、熟練者と初心者では操作技量に大きな差があるため、上記のような、オペレータが作業現場に合わせて作業モードスイッチで、重掘削モード、掘削モード、整正モード、あるいは、微操作モードのいずれかを選択する建設機械では、モードを設定する時に初心者側のオペレータを対象として設定すると、熟練者にはもの足りなく感じられ、また、熟練者したオペレータを対象として設定すると全くの初心者には取扱い難いと感じられている。また、オペレータが作業現場に合わせて作業モードスイッチによりエンジントルク、ポンプ吸収トルクを選択する図26、図27、および、図28に示すような重掘削モードにおいては、一般にエンジントルクとポンプ吸収トルクとは一点（近傍）でマッチングさせている。このため、ポンプに負荷がかかったときに、ポンプにかかる圧力あるいはポンプの吐出容積を迅速に減少させてポンプ吸収トルクを調整しているため、作業速度が遅くなるとともに、エンジンに負荷がかかってもエンジン回転速度は減速しないのでエンジンの音色も変わらない。これにより、熟練したオペレータには、掘削等で高速作業ができないとともに、掘削等の作業時に、作業負荷の変動の大きさ、あるいは強弱を感知できなく、作業状態での車両の粘り強さ、あるいは、力強さが感じられないという問題がある。

【0010】さらに、ブームの下げとともにアーム掘削を行う場合に、アーム掘削の反力で車体前方の浮きを阻止するためブームシリンダのヘッド側の圧力を低く設定しているため、オペレータが重掘削を行いたいときに、ブームが上方へ逃げてしまい重掘削ができない。また、ブームシリンダのヘッド側の圧力を低く設定しているため、軟弱地からの脱出時に車体の突っ張り力が不足し、脱出性が欠ける。また、作業速度あるいは旋回速度においても前記と同様に初心者側のオペレータを対象として設定している場合、作業モードスイッチにより作業現場にあわせて選択しても、作業機あるいは旋回の最大速度は同じ所定の速度に設定してある。このため、オペレータは自分の技量に合わせて、アクセルレバーを操作してエンジンの回転速度により作業機あるいは旋回速度を調整しているが、エンジンをフル回転させても、熟練のオペレータには、作業速度あるいは旋回速度が遅く、建設機械としては「動きが遅い機械とを感じる」という問題がある。

【0011】また、ポンプの吐出容積を変化させる時間を設定する場合には、高圧時に応答性が早いいため、これに合わせてハンチングを起こさない範囲でポンプの応答性を設定している。このため、低圧時には図14（標準の破線）に示すごとく応答性が遅くなり、熟練のオペレータには低負荷、および高負荷作業が多く含まれる作業時に操作レバーの変化に対して作業機の追従が遅くな

り、建設機械としては前記に加わって「動きが遅い機械とを感じる」という問題がある。さらに、従来では、電気および油圧で制御する専用のカットオフ弁を有して圧力が所定の圧力になったときに、流量をさらに低くするカットオフを行っているため構造が複雑になっている。

【0012】本発明は上記従来の問題点に着目してなされたもので、建設機械の制御装置に係わり、特に、建設車両等に搭載されたエンジン、油圧ポンプ、および、油圧回路の制御により、エンジンの粘りの向上、作業速度あるいは旋回速度の向上、あるいは、初心者および熟練者にも作業性、操縦性の良い建設車両の建設機械の制御装置を提供することを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明に係る建設機械の制御装置の第1の発明では、エンジンと、エンジンにより駆動される可変容量型ポンプと、可変容量型ポンプに作用する負荷圧力と吐出容量との積がほぼ一定になるように制御するポンプ出力制御手段と、ポンプからの圧油を受けるアクチュエータにより作動され、作業する作業装置と、作業現場あるいは作業内容によりエンジンの出力トルクおよび可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段とを有する建設機械の制御装置において、重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモード選択・解除手段と、エンジン燃料噴射位置設定手段と、アクティブモード切換手段と、アクティブモードの選択によりエンジンの回転数と出力トルクを負荷の増加に応じて定格出力トルク点になるように出力する燃料を供給するようにエンジン燃料噴射位置設定手段に指令を出力し、アクティブモードの選択によりポンプ吸収トルクをエンジンの定格出力トルクになるように可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段に指令を出力し、アクティブモードの選択によりアクチュエータへの油圧を調圧するリリーフ弁、安全弁等のセット圧力を切り換えるようにアクティブモード切換手段に指令を出力する制御手段とからなることを特徴とする。

【0014】第2の発明では、エンジンと、エンジンにより駆動される可変容量型ポンプと、可変容量型ポンプに作用する負荷圧力と吐出容量との積がほぼ一定になるように制御するポンプ出力制御手段と、ポンプからの圧油を受けるアクチュエータにより作動され、作業する作業装置と、作業現場あるいは作業内容によりエンジンの出力トルクおよび可変容量型ポンプの吸収トルクを選択する選択手段とを有する建設機械の制御装置において、エンジンの回転速度を検出するエンジン回転センサと、ポンプに作用する圧力を検出する圧力センサと、重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモード選択・解除手段と、アクティブモード選択・解除手段、および、エンジン回転センサあるいはエンジン回転センサと圧力センサからの入力信号により可変容量型ポンプの吸収トルク

をエンジンの回転速度に応じて可変とする出力信号とを出力する制御手段とからなり、前記制御手段からの信号により可変容量型ポンプの吸収トルクをエンジンの定格トルク点をねらい値として設定し、かつ、負荷の増加によりエンジン出力トルク線上を高トルク側に移動し、負荷の減少によりエンジン出力トルク線上を定格トルク点に向けて復帰させるよう可変とすることを特徴とする。

【0015】第3の発明では、第2の発明において、アクティブモードの選択によりアクチュエータへの油圧を調圧するリリーフ弁、安全弁等のセット圧力を切り換えるアクティブモード切換手段と、アクティブモード選択・解除手段からの信号を受けて指令信号を出力する制御手段と、その信号によりアクチュエータへの油圧を調圧する圧力を変更する調圧手段とからなることを特徴とする。

【0016】第4の発明では、第1の発明、または、第2の発明において、パイロット圧油を生ずるパイロットポンプと、ブームアクチュエータに設けられた安全弁設定手段と、アクティブモードの選択により指令信号を出力する制御手段と、その信号によりブームの掘削力をあげるためパイロットポンプからのパイロット圧を安全弁設定手段に送りセット圧力を切り換えるアクティブモード切換手段とからなることを特徴とする。

【0017】第5の発明では、第1の発明、または、第2の発明において、ポンプからアクチュエータのボトム、ヘッドへの圧油の方向を切り換えるとともに、最大ストロークを可変として通過流量を変える方向制御弁と、アクティブモードの選択により指令信号を出力する制御手段と、その信号により方向制御弁へ送りストロークを可変とする圧油を切り換える方向制御弁用切換手段とからなることを特徴とする。

【0018】また、第1の発明、または、第2の発明において、パイロット圧油を生ずるパイロットポンプと、ポンプからアクチュエータへの回路に設けられアクチュエータへの油圧を調圧する2段調圧手段および2段安全手段と、アクティブモードの選択により指令信号を出力する制御手段と、その信号によりパイロットポンプから2段調圧手段および2段安全手段へ送るパイロット油圧を切り換えるアクティブモード切換手段とからなることでもよい。

【0019】

【作用】上記構成によれば、熟練者の技量に合わせたアクティブモードおよび初心者側に近い技量に合わせた標準モードを設定したため技量に応じた作業モードを選択できる。例えば、アクティブモードを選択すると、アクティブモードはポンプの吸収トルクをエンジンの定格出力時の定格出力トルク点で合わせているとともに、作業負荷が上昇しポンプに負荷がかかるとポンプの発生する吸収トルクはエンジンの定格出力トルク点から所定の範囲でトルクカーブに沿って移動するようにしている。

【0020】このため、エンジンの出力はトルクカーブに沿って出力トルクが変化するとともに、エンジンの回転速度が減速するとともに、エンジンの音色も変わり、オペレータにはエンジンに負荷がかかっていることがわかる。

【0021】また、ブームシリンダのヘッド側の圧力を高圧力、低圧力の2段階にし、アクティブモードでは高圧力にしてアームの掘削によりブームが逃げることをなくし熟練のオペレータには重掘削が可能で、かつ、標準モードでは低圧力に設定し、アームシリンダによるアーム掘削の反力で車体前方の浮きあがることなく初心者にも技量に合わせて重掘削が行える。

【0022】軟弱地からの脱出時には、アクティブモードを選択することにより、初心者でも車体の突っ張り力が増し、容易に脱出が行える。

【0023】また、方向制御弁はストロークを長ストローク、および短ストロークの2段階にし、アクティブモードでは長ストロークにして許容流量を多くし、標準モードでは短ストロークにして許容流量を標準に設定している。

【0024】このため、熟練者にはアクティブモードを選択することにより技量に合わせた迅速な作業速度あるいは旋回速度が得られ、オペレータの満足度が向上するとともに、深掘り作業およびサイクルタイムが短縮して作業量が増加する。

【0025】また、ポンプの吐出容積を変化させるときに、高圧時の応答性に合わせて吐出容積を変化させる時間を設定するとともに、絞りを可変として低圧時にも高圧時の早い応答性を設定したため、低圧時にも図14（実線で示す）に示すごとく応答性が早くなり、熟練のオペレータにもオペレータの満足度が向上するとともに、サイクルタイムが短縮して作業量が増加する。

【0026】さらに、カットオフ弁は、ポンプのトルク制御のバルブを用いているため、専用のカットオフ弁を廃止でき、構造が簡単になる。

【0027】

【実施例】以下、実施例を添付図面を参照して詳細に説明する。まず、図1は第1実施例の全体ブロック構成図、図2の第1実施例の全体構成図、図3は図2のエンジン、ポンプ部を主体とした一部拡大図、図4は図2の制御弁部を主体とした一部拡大図を参照して説明する。

【0028】図1において、図示しない油圧ショベル等の建設機械に搭載されるエンジン1と、エンジン1の回転速度および出力を制御するガバナコントローラ2と、エンジン1の回転速度を検出するエンジン回転センサ3と、エンジン1により駆動され、流量を吐出する可変容量型ポンプ部10（以下、ポンプ部10という。）と、ポンプ部10から吐出される流体を制御する制御弁部40と、重掘削等の力強い作業を行なうアクティブモードが選択されたときに切り換えるアクティブモード切換部

60と、制御弁部40を介して圧油を受けて図示しない作業機を作動するアクチュエータ部70と、ポンプ部10および制御弁部40を制御する圧油を供給する操作部80と、ポンプ部10が吐出する圧力を検出する圧力センサ90と、作業条件あるいは現場に合わせて作業モードを設定する作業モード設定スイッチ部91と、ガバナコントローラ2、エンジン回転センサ3、圧力センサ90および作業モード設定スイッチ部91からの指令を受けて、ポンプ部10、アクティブモード切換部60、操作部80およびガバナコントローラ2に制御指令を出力する制御装置100とからなる。

【0029】なお、図1の中の点線(α)は第1実施例で制御装置100からアクティブモード切換装置60への指令を示し、(β)は後述する第3実施例でスイッチ67、163からアクティブモード切換装置60への指令を示す。

【0030】図1、図2、図3において、エンジン1には、燃料噴射ポンプ4とガバナ5とが併設されている。ガバナ5はガバナモータ6で駆動され、ガバナモータ6の位置はガバナ位置センサ7で検出されている。スロットル量設定器8は、ダイヤル8aと、このダイヤル8aで回動されるポテンショメータ8bとからなっている。ガバナコントローラ2は、スロットル量設定器8から出力される第1スロットル信号と、後述する制御装置100より出力される第2スロットル信号とを比較し、それらのうちの小さい方の信号に基づいてガバナモータ6を駆動する。

【0031】ガバナモータ6は図26、図27、図28に例示するように作業モードにしたがってエンジン1の出力トルクを制御する。

【0032】ポンプ部10は、可変容量型ポンプ11(以下、ポンプ11という)と、サーボピストン12と、サーボ制御弁13と、トルクバリアブルコントローラ弁14(以下、TV C弁14という)と、詳細は後述するアクティブモード時に作動するアクティブモード切換部60の出力トルク用電磁切換弁61と、可変容量ポンプ用サーボ応答切換弁62(以下、サーボ応答切換弁62という)と、および、サーボ応答用電磁切換弁63とから構成される。ポンプ11はサーボピストン12に接続されており、サーボピストン12に作用する圧油により斜板角が変化して吐出容積(cc/rev)を可変にしている。サーボピストン12へ供給される油の圧力は、サーボ制御弁13、TV C弁14、および出力トルク用電磁切換弁61により制御される。ポンプ11の斜板角の変化は斜板角センサ101により検出されて制御装置100に送られている。詳細は後述するが、サーボ制御弁13およびTV C弁14では、①ポンプに作用する圧力とエンジンの回転速度によるエンジン出力トルクとポンプの吸収トルクとのマッチング制御を行う、また、TV C弁14は、②電流値によるカットオフ制御、

③電流値によるカットオフ機能解除制御を行う。

【0033】図1、図2、図4において、制御弁部40は、方向制御弁41と、圧力補償バルブ42と、シャトル弁43と、2段リリーフ弁44と、吸込弁付き2段安全弁45と、2段安全弁46と、詳細は後述するアクティブモード時に作動するアクティブモード切換部60の方向制御弁用電磁切換弁64と、からなる。方向制御弁41は、両端部にポンプ11からの流量の方向を制御するためのスプール操作部41a、41bを有する。スプール操作部41a、41bはブーム用方向制御弁41d、アーム用方向制御弁41e、バケット用方向制御弁41fおよび旋回用方向制御弁41gの両端部に装着されている。また、スプール操作部41a、41bは、オペレータが操作する後述する各比例圧力電磁弁からのパイロット圧力を受けて図示しないスプールの所定量のストロークSだけ移動し、オペレータが操作した操作量に比例した流量をアクチュエータ部70に供給する。

【0034】また、ブーム用方向制御弁41dおよびアーム用方向制御弁41eのスプール操作部41bには、アーム掘削およびブーム下げ等の作動速度が増すように図示しないスプールのストロークを大きく変化させるため、2段スプール操作部41ba、41bbで構成されている。このスプール操作部41bは、標準モードSwのとき、方向制御弁用電磁切換弁64からの圧力を2段スプール操作部41bbが受けて図示しないスプールの移動量を規制して最大ストロークを小さく変化させる。また、アクティブモードAwのとき、方向制御弁用電磁切換弁64からの圧力を2段スプール操作部41bbが受けずに、図示しないスプールの最大ストロークを大きく変化させる。また、各方向制御弁には、絞り41hが設けられ、この絞り41hを経た圧油は、シャトル弁43を介して各方向制御弁に作用している圧力の最大が取り出されている。この圧力はサーボ制御弁13および圧力補償バルブ42に供給し、サーボ制御弁13ではポンプ11の吐出量を増減し、圧力補償バルブ42では各シリンダに作用する圧力を保っている。

【0035】図4において、2段リリーフ弁44は、アクティブモードAwでは回路の圧力を高圧にするためにポンプ11と方向制御弁41との間に装着されている。また、吸込弁付き2段安全弁45および2段安全弁46は、通常の圧力(1段目)と高い圧力(2段目)を有し、アクティブモードAwでは、1段目のリリーフセット圧力に維持し、さらに、アクティブモードAw時に掘削力をアップしたい時のワンタッチ掘削力アップ時には、2段目の高いリリーフセット圧力になる。また、吸込弁付き2段安全弁45はこの実施例ではブームの下げ等のブームシリンダ71のシリンダヘッド側71aに装着され、ブームの下げ等でポンプ11の供給油量が不足しているとき作動し、ブームシリンダ71のシリンダヘッド側71aが真空になるのを回避している。この吸込

弁付き 2 段安全弁 4 5 および 2 段安全弁 4 6 は、アクティブモード A w のときには、方向制御弁用電磁切換弁 6 4 からの圧力を受けずに 1 段目に、また、ワンタッチ掘削力アップ時には、方向制御弁用電磁切換弁 6 4 からの圧力を受けて 2 段目になる。

【0036】図 2、図 3、図 4 において、アクティブモード切換部 6 0 は、出力トルク用電磁切換弁 6 1 と、サーボ応答切換弁 6 2 と、サーボ応答用電磁切換弁 6 3 と、および、方向制御弁用電磁切換弁 6 4 とから構成される。出力トルク用電磁切換弁 6 1 は、アクティブモード A w が選択されたときに制御装置 1 0 0 からの指令を受けて切り換わり、パイロットポンプ 8 1 からの油圧をサーボ制御弁 1 3 で遮断して、ポンプ 1 1 の吐出量を増加してポンプ出力トルクを増している。サーボ応答用電磁切換弁 6 3 は、アクティブモード A w が選択されたときに制御装置 1 0 0 からの指令を受けず図示の位置

(断) にあり、パイロットポンプ 8 1 からの油圧を遮断している。サーボ応答切換弁 6 2 は、アクティブモード A w 時に、ポンプ 1 1 の吐出圧力によりポンプ 1 1 の斜板角の変化する速度の応答を早くするように制御する。

【0037】方向制御弁用電磁切換弁 6 4 は、一方は、ブーム用方向制御弁 4 1 d およびアーム用方向制御弁 4 1 e のスプール操作部 4 1 b にパイロットポンプ 8 1 からの油圧を送り、スプールの最大ストロークを大きく変化させ、アクチュエータ部 7 0 に送る流量を増加している。また、分岐した他方は、吸込弁付き 2 段安全弁 4 5 および 2 段安全弁 4 6 に送り、アクチュエータ部 7 0 の力を増して図示しない作業機での掘削力を増加している。なお、上記実施例では、方向制御弁用電磁切換弁 6 4 は一つを図示しているが、第 2 実施例のように複数設けても良い。

【0038】図 4 において、アクチュエータ部 7 0 は、図示しない建設機械のリンク機構に付設されてバケット、ブレード等の作業機を駆動するが、この実施例ではブームシリンダ 7 1 と、アームシリンダ 7 2 と、バケットシリンダ 7 3 および旋回モータ 7 4 が装着されている。

【0039】図 2、図 4 において、操作部 8 0 は、パイロット用の油圧源となるパイロットポンプ 8 1 と、パイロット用の油圧を調圧するリリーフ弁 8 2 と、ブーム用方向制御弁 4 1 d を制御するブーム用比例圧力電磁弁 8 3 と、アーム用方向制御弁 4 1 e を制御するアーム用比例圧力電磁弁 8 4 と、バケット用方向制御弁 4 1 f を制御するバケット用比例圧力電磁弁 8 5 と、および旋回用方向制御弁 4 1 g を制御する旋回用比例圧力電磁弁 8 6 とからなる。ブーム用比例圧力電磁弁 8 3 と、アーム用比例圧力電磁弁 8 4 と、バケット用比例圧力電磁弁 8 5 と、および旋回用比例圧力電磁弁 8 6 の各比例圧力電磁弁はオペレータが操作する図示しない電気レバーの操作量の信号により比例した圧力を制御装置 1 0 0 を介して

出力する。比例圧力電磁弁より操作量に合わせて出力されたパイロット圧力は各方向制御弁のスプール操作部 4 1 a、4 1 b に供給される。

【0040】圧力センサ 9 0 はポンプ部 1 0 が吐出する圧力を検出し、検出した圧力信号は制御装置 1 0 0 に送られ、ポンプ部 1 0 の吐出量を制御するのに用いられる。作業モード設定スイッチ部 9 1 は、作業条件あるいは現場に合わせて作業モードを設定するスイッチであり、本発明では、オペレータが自分の技量に応じて、アクティブモード A w および標準モード S w を選定するスイッチが配設されている。また、安全弁用掘削力アップスイッチ 9 2 は、制御装置 1 0 0 に付設され、掘削力を増すためのワンタッチ掘削力アップ制御が選択されるとリリーフ圧力を設定した高い圧力にする。

【0041】制御装置 1 0 0 は、ガバナコントローラ 2、エンジン回転センサ 3、圧力センサ 9 0 および作業モード設定スイッチ部 9 1 からの指令を受けて、ポンプ部 1 0、操作部 8 0 およびガバナコントローラ 2 に制御指令を出力する。本発明では、特に、作業モード設定スイッチ部 9 1 でアクティブモード A w が選択されたときに、圧力センサ 9 0 からの圧力信号により、出力トルク用電磁切換弁 6 1 および方向制御弁用電磁切換弁 6 4 に指令を出力して、また、サーボ応答用電磁切換弁 6 3 に指令を出力せず、ポンプ 1 1 の吐出量の増加と応答を早くするとともに、カットオフキャンセルを行い高い圧力にする。作業モード設定スイッチ部 9 1 で標準モード S w が選択されたときに、圧力センサ 9 0 からの圧力信号により、出力トルク用電磁切換弁 6 1 および方向制御弁用電磁切換弁 6 4 に指令を出力せず、また、サーボ応答用電磁切換弁 6 3 に指令を出力してポンプ 1 1 の吐出量と応答を標準にするるとともに、カットオフを行ない低い圧力にする。

【0042】次に、図 3 において、前記のサーボ制御弁 1 3、サーボ応答切換弁 1 6、および T V C 弁 1 4 について説明する。ポンプ 1 1 はサーボピストン 1 2 により斜板角が制御されるようになっており、このサーボピストン 1 2 は導管 2 2、サーボ応答切換弁 6 2、導管 2 2 a を介して制御圧を供給するサーボ制御弁 1 3 と接続されている。サーボ制御弁 1 3 はポンプ 1 1 の吐出管路 2 1 から分岐する導管 2 1 a からの導管 2 1 b と、また、ポンプ 1 1 の出力をほぼ等馬力になるように制御する T V C 弁 1 4 と導管 2 3 を介して接続している。また、サーボ制御弁 1 3 の一端の操作部 1 3 a にはポンプ 1 1 の吐出管路 2 1 から分岐する導管 2 1 a を介して導管 2 1 c が、また、この一端の操作部 1 3 a a には、パイロットポンプ 8 1 の吐出管路 2 5 から出力トルク用電磁切換弁 6 1 を介して導管 2 4 にも接続している。サーボ制御弁 1 3 の他端部 1 3 b は、アクチュエータ部 7 0 にかかる圧力の内の最大圧力がシャトル弁 4 3 を介して配管 2 5 により接続されている。また、この他端側には、バネ

13cが図示しないスプールに当接するように配設されている。

【0043】サーボ応答切換弁62の一端の操作部62aは、ポンプ11の吐出管路21から分岐する導管21aからの導管21dに、また、他端の操作部62bは、サーボ応答用電磁切換弁63を介してパイロットポンプ81の吐出管路26に接続している。本発明では、特に、作業モード設定スイッチ部91でアクティブモードAwが選択されたときに、制御装置100は、サーボ応答用電磁切換弁63に指令を出力せずに、サーボ応答切換弁62はポンプ11の吐出圧力が一端の操作部62aに作用し、可変絞りのポート62eと絞りのないポート62fとの間で制御され、ポンプ11の応答を早くする。作業モード設定スイッチ部91が標準モードSwで選択されたときに、制御装置100は、サーボ応答用電磁切換弁63に指令を出力し、サーボ応答切換弁62はパイロットポンプ81の吐出圧力が他端の操作部62bに作用し、固定絞りのポート62gで制御され、ポンプ11の応答を標準にする。

【0044】前記、TVC弁14の一端の操作部14aには、ポンプ11の吐出管路21から分岐する導管21aから更に分岐した導管21eが接続している。このTVC弁14の一端のソレノイド操作部14bは、制御装置100と電気回路27を介して接続している。このTVC弁14の他端には、二つのバネ14c、14dが配設され、バネ14c、14dは前記サーボピストン12のピストン12bと連結する押圧部材19に当接している。バネ14c、14dはTVC弁14の図示しないピストンにより押されて撓むとともに、押圧部材19を押してピストン12bを作動し、ポンプ11の斜板を制御している。この制御によりポンプ11の吐出容量は可変となっている。上記実施例では、バネを2個使用して、ほぼ等馬力となるように制御しているが、等馬力になるようにソレノイドを可変にしても良い。

【0045】また、図3に示すTVC弁14の一端の操作部14aにポンプ11からの低い制御圧が導管21eから入力されている時、すなわち、ポンプ11への負荷の圧力が低圧のときには、バネ14c、14dのバネ力によりTVC弁14はドレーン位置14eにあり、またサーボ制御弁13の操作部13aにもポンプ11からの低い制御圧が導管21cから入力されている時には、このサーボ制御弁13もドレーン位置13dにある。このため前記サーボピストン12の圧力室12aの制御圧は導管22、サーボ応答切換弁62から導管23、サーボ制御弁13を介して導管28を通してタンク29へ接続されている。このときには、ピストン12bはバネ12cにより図示の左方向に押され、ポンプ11の斜板は吐出容量が大きくなる方向に押されている。

【0046】次に、TVC弁14の操作部14aにポンプ11からの高い制御圧が導管21eから入力されてい

る時にはバネ14c、14dに抗して位置14fとなり、またサーボ制御弁13の操作部13aにもポンプ11からの高い制御圧が導管21cから入力されているのでバネ13cに抗して位置13eとなる。前記ポンプ11からの制御圧は導管21aから導管21b、および導管21fから、TVC弁14、導管23、サーボ制御弁13、サーボ応答切換弁62および導管22を介してサーボピストン12の圧力室12aに伝えられるようになっている。

【0047】このようであるからポンプ11の吐出圧力が增大すると、この吐出圧力によりTVC弁14と、サーボ制御弁13、およびサーボ応答切換弁62を通った制御圧がサーボピストン12の圧力室12aに伝えられ、ピストン12bがバネ12cに抗して右方向に移動しポンプ11の斜板角を減少して吐出容積 $q(c c / r e v)$ を少なくするように制御されている。また、ポンプ11の吐出圧力が減少するとサーボピストン12は前述とは逆に作動するのでポンプ11の斜板角を増大して吐出容積を増加するように制御されている。サーボピストン12が右側に最大に押されてバネ12cを介してケースの端面と当接するとポンプ11は最小斜板位置となり、ポンプ11の吐出容積は最小容積 $q_{min}(c c / r e v)$ となる。反対に、サーボピストン12が左側に最大に押されてケースと当接するとポンプ11は最大斜板位置となり、ポンプ11の吐出容積は最大容積 $q_{max}(c c / r e v)$ となる。

【0048】TVC弁14の一端の操作部14aには、並列して一端にソレノイド操作部14bが設けられており、ソレノイド操作部14bは制御装置100からの指令を電気回路27を介して受け、後述するエンジン出力とポンプの吸収トルクとのマッチング制御、カットオフ制御、あるいは、カットオフ機能解除制御を行う。

【0049】出力トルク用電磁切換弁61は、アクティブモードAw時には制御装置100からの指令により切り替わり、標準モードSwにはパイロットポンプ81からの圧油をサーボ制御弁13の操作部13aに供給しているのを遮断し、サーボ制御弁13の操作部13aをタンク29に接続している。これにより、サーボ制御弁13は、ポンプ11の吐出圧力が減少したと同様になり、作業モード設定スイッチ部91でアクティブモードAwが選択されたときにはポンプ11の吐出量が増している。

【0050】次に、本発明の第1実施例の作動について説明するが、まず、ポンプの吐出制御について説明する。エンジン1を始動し、オペレータが作業をおこなうとアクチュエータ部70に作用する負荷により、ポンプ11からアクチュエータ部70に作業時の圧力が発生する。その作業時の圧力がポンプ11の吐出管路21にポンプ負荷圧力 P_a としてかかるとともに、アクチュエータ部70には方向制御弁41により絞られた後の一段低

い圧力がアクチュエータ圧力 P_b として作用する。このため、ポンプ 11 の吐出管路 21 から分岐した配管 21a を経てポンプ負荷圧力 P_a が、サーボ制御弁 13 の操作部 13a と、同時にサーボ制御弁 13 の操作部 13b にも伝えられている。また、サーボ制御弁 13 の他端側には、他端部 13b にアクチュエータ圧力 P_b が、シャトル弁 43、配管 25 を経て作用するとともに、バネ 13c のバネ力が作用している。このため、サーボ制御弁 13 は、一端側 (13a) に作用するポンプ負荷圧力 P_a による力と、他端側 (13b) に作用する力およびバネ 13c の力の合力との、力の差によりサーボ制御弁 13 の図示しないスプールを左方向に移動する。この移動量に見合った分だけサーボ制御弁 13 が開口して制御圧をサーボピストン 12 に伝え、ポンプ 11 の斜板角を制御して吐出容積 q (cc/rev) が決められる。

【0051】このサーボピストン 12 の移動により連結されている押圧部材 19 が移動する。バネ 14c、14d に当接する押圧部材 19 が移動することにより、TV C 弁 14 の図示しないピストンを押すバネ 14c、14d のバネ力が可変となっている。TV C 弁 14 には、一端側にポンプ 11 からポンプ負荷圧力 P_a が導管 21e を経て、TV C 弁 14 の操作部 14a に作用している。また、他端側には、バネ 14c、14d が生ずる可変のバネ力が作用している。TV C 弁 14 の図示しないピストンは、バネ 14c、14d が生ずる可変のバネ力とポンプ負荷圧力 P_a による力との釣り合った位置、すなわち、位置 14e と位置 14f との間にあり、導管 21f と導管 23 とを図示しないピストンを介して繋いでいる。このとき、ポンプ 11 からの圧力室 12b への制御圧力は、ポンプ負荷圧力 P_a による力が大きいときには、導管 21f、TV C 弁 14、導管 23、サーボ制御弁 13、サーボ応答切換弁 62、導管 22 を経て圧力室 12b に繋がり、また、ポンプ負荷圧力 P_a による力が小さいときには、圧力室 12b からの戻り油は、導管 22、サーボ応答切換弁 62、サーボ制御弁 13、導管 23、TV C 弁 14、および導管 28 を経てタンク 29 と繋がっている。これにより、ポンプ負荷圧力 P_a による力が大きくなるときには、サーボピストン 12 はポンプ 11 の吐出量が減る方向に、また、ポンプ負荷圧力 P_a による力が小さくなると、サーボピストン 12 は吐出量が増加する方向に移動する。

【0052】また、上記において、TV C 弁 14 は、ポンプ負荷圧力 P_a による力とともに、一端側に設けられているソレノイド操作部 14b に制御装置 100 からの指令を受け、ソレノイドの力を増減してポンプ 11 の吐出量を増減することができる。以上より、圧力室 12a への制御圧力は、ポンプ負荷圧力 P_a と TV C 弁 14 のバネ 14c、14d およびソレノイド操作部 14b によっても制御される。これにより、ポンプ 11 の吐出容積 q (cc/rev) は前記サーボ制御弁 13 と TV C 弁

14 により制御される。従って、ポンプ 11 の回転速度 n が決まるとポンプ 11 の吐出容量 Q (l/min) は、周知のごとく、吐出容積 q (cc/rev) とポンプ 11 の回転速度 n との積より決まる。バネ 14c、14d を所定に設定することにより、ポンプ 11 の吐出圧力と吐出容量との積をほぼ一定の等馬力 (例えば、図 6 の点線 $Hs1$) に制御することができる。このとき、ポンプ 11 の駆動馬力 H は、ポンプ負荷圧力 P_a (Kg/cm^2) と吐出容量 Q (l/min) との積 (駆動馬力 $H = k \cdot P_a \cdot Q = k \cdot P_a \cdot q \cdot N$ 、ただし、 k は定数、 N はポンプの回転速度) により求められる。また、このとき、ポンプ 11 の駆動トルク T は、ポンプ負荷圧力 P_a (Kg/cm^2) と吐出容積 q (cc/rev) との積 (駆動トルク $T = k \cdot P_a \cdot q$ 、ただし、 k は定数) により決まる。

【0053】次に、本発明の作業モード設定スイッチ部 91 でアクティブモード A_w が選択されたときの第 1 実施例の作動について説明する。アクティブモード A_w の作業状態では、表 1 のごとく、制御装置 100 から各部に指令を出力する。

【0054】

【表 1】

アクティブモード切換部	入・切指令	制 御 内 容
方向制御弁用 電磁切換弁 (64)	ON	方向制御弁のストローク大
		2 段リリーフ弁の 1 段目のリリーフセット圧力
		吸込弁付 2 段安全弁の 1 段目のリリーフセット圧力
		2 段安全弁の 1 段目のリリーフセット圧力
T V C 弁 ソレノイド操作部 (14b)	OFF	カットオフ機能解除を行い圧力を高める
サーボ応答用 電磁切換弁 (63)	OFF	サーボの応答速度を早める
出力トルク用 電磁切換弁 (61)	OFF	等馬力制御を高くする

【0055】アクティブモード A_w 時の制御装置 100 からアクティブモード切換部 60 の指令を示す。例えば、方向制御弁用電磁切換弁 64 に指令を出力して、方向制御弁 41 の最大ストローク S を大きく、また、2 段リリーフ弁 44、吸込弁付き 2 段安全弁 45、2 段安全弁 46 にもパイロット油圧を送り、圧力を高くする。また、TV C 弁 14 のソレノイド操作部 14b には指令を出力せずにカットオフ機能解除制御を、サーボ応答用電磁弁 63 には、指令を出力せずにサーボ応答を早める制御を行う。また、出力トルク用電磁切換弁 61 には、指令を出力せずにポンプ 11 の等馬力制御を高い制御で行う。なお、各電磁切換弁への指令、ON・OFF は前記表 1 に囚われることなく回路の構成により逆に設定して

も良い。また、回路の構成により方向制御弁用電磁切換弁 6 4、サーボ応答用電磁弁 6 3、および、出力トルク用電磁切換弁 6 1 を一個にまとめることも可能であることはいうまでもない。

【0056】上記の回路構成において、アクティブモード Aw のときのエンジン出力トルクとポンプの吸収トルクとのマッチング点は、図 5 に示すように、標準モード Sw の点 (Ts) よりも高くエンジン定格出力時の出力トルク点 (Ta) に設定し、回転速度を標準モード Sw 時の Ns からアクティブモード Aw 時の Na に増している。これにより、図 6 に示すように、ポンプの吐出量は、標準モード Sw 時の Qs1 からアクティブモード Aw 時の Qah に増している。また、アクティブモード Aw のポンプの等馬力制御の実線 (Hah) は標準モード Sw のポンプの等馬力制御の破線 (Hs1) よりも高く設定される。これは、標準モード Sw ではポンプ 11 の吐出容量 Qs1 にあったのが、出力トルク用電磁切換弁 6 1 をポート位置 6 1 b に切り換え、サーボ制御弁 1 3 の操作部 1 3 a a をタンク 2 9 に接続して低圧にし、ポンプ 11 の吐出量を Qah 点に増加しているためである。

【0057】以下、アクティブモード Aw および標準モード Sw の作動の説明を行うが、建設機械の内の油圧シヨベルの油圧回路例について説明する。

(1) エンジン 1 の出力トルクとポンプ 11 の出力トルクのマッチング制御について説明する。

①アクティブモード Aw について説明する。オペレータがアクティブモード Aw を選択すると、図 5 に示すように、エンジン 1 の回転速度は無負荷最高回転速度 (例えば、N0) で回転する。オペレータが操作レバーを操作してアクチュエータ圧力 Pb を増すか、あるいは／および、ポンプ 11 の吐出量 Q を増すと、前記のように、サーボ制御弁 1 3 と TVC 弁 1 4 を制御して、ポンプ 11 の傾転角度を変えてポンプ 11 の吸収トルクが増加していく。ポンプ 11 が吸収トルクを増加すると、この増加に応じてエンジン 1 の回転速度は無負荷最高回転速度 N0 から低下していく。さらに、アクチュエータ圧力 Pb、あるいは／および、ポンプ 11 の吐出量 Q が増加し、エンジン 1 の回転速度 Na まで減ると、エンジン出力トルクとポンプの吸収トルクとはマッチング点 (Ta) でマッチングする。アクティブモード Aw では、この点はエンジン 1 の定格出力トルク点 (例えば、回転速度 Na) に設定しておく。次に、さらに、アクチュエータ圧力 Pb、あるいは／および、ポンプ 11 の吐出量 Q が増加してポンプ 11 の吸収トルクがエンジン 1 の出力トルク TaA を越えると、従来では、急速にポンプ 11 の吐出量 Q が一点鎖線 (イ) に沿って減じてエンジン 1 の回転速度の低下を回避していた。

【0058】これに対して、本発明では、アクチュエータ圧力 Pb、あるいは／および、ポンプ 11 の吐出量 Q

が増加してポンプ 11 の吸収トルクがエンジン 1 の出力トルク TaA を越えると、ポンプ 11 の吐出量 Q を減ずることを行わない。すなわち、ポンプ 11 の吐出量 Q はそのままか、あるいは、ポンプ 11 の吐出容積 q を増す。このために制御装置 100 は TVC 弁 1 4 のソレノイド部 1 4 b への指令出力を低減してポート位置 1 4 e にする。これにより、サーボピストン 12 の圧力室 1 2 a からの戻り油は、導管 2 2、サーボ応答切換弁 6 2、サーボ制御弁 1 3 のポート位置 1 3 b、導管 2 3、TVC 弁 1 4 のポート位置 1 4 e、および導管 2 8 を経てタンク 2 9 と繋がっている。このため、サーボピストン 12 は吐出量が増加する図示の右側方向に移動するとともに、連結されている押圧部材 1 9 を移動し、バネ 1 4 c、1 4 d のバネ力をかえる。TVC 弁 1 4 の図示しないピストンは、バネ 1 4 c、1 4 d が生ずる可変のバネ力と、ポンプ負荷圧力 Pa による力および TVC 弁 1 4 のソレノイド部 1 4 b の力との合力との釣り合った位置で、サーボピストン 12 の圧力室 1 2 a からタンク 2 9 への戻り油の流れを遮断し、サーボピストン 12 の移動を停止する。これにより、ポンプ 11 の吐出容積 q は制御装置 100 から TVC 弁 1 4 への指令値に応じて増加した吐出容積の値となる。

【0059】これを繰り返して、ポンプ 11 の吐出容積 q、すなわち、ポンプ 11 の吐出量 Q はエンジン 1 の回転速度に応じて増加させる。これにより、エンジン 1 へのポンプ 11 の負荷トルクはそのままか、あるいは、増加し、エンジン 1 の回転速度は音色をかえながら低下していく。この負荷の増加によりエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクとのマッチング点はエンジン出力トルク線上 (ロ) を高トルク側に移動する。熟練したオペレータが操作レバーを操作し、負荷を少し軽くすると負荷の減少によりエンジン出力トルク線上を定格トルク点に向けて復帰する。このとき、熟練したオペレータは、このエンジン 1 の音色を判定して適宜にエンジン 1 の回転速度を復活させる。また、マッチング点 Ta はエンジン出力トルク線上 (ロ) を高トルク側に移動するとともに、所定の幅で La により、エンジン出力トルクが継続するように設定されている。

【0060】これにより、負荷が連続したときにはエンジン 1 は高トルク側の幅端で出力する。さらに、掘削作業等で負荷が増加する場合には、熟練したオペレータは操作レバーを中立方向に戻し、ポンプ 11 の吐出量 Q を低減し、エンジン 1 が停止するのを回避する。これにより、エンジン 1 にはポンプ 11 の負荷が十分に作用するとともに、ポンプ 11 の吐出量の低減がなくなり作業速度の低下が回避でき、熟練したオペレータでも「動きが遅い機械と感じる」ことはなくなる。

【0061】上記において、エンジン 1 の出力トルクとポンプ 11 の吸収トルクのマッチングの制御についてみると、図 7、図 8、図 9 に示すようにできる。図 7、図

8、図9は共に、横軸にエンジンの回転速度(N)を、縦軸にエンジンの出力トルク(T)およびポンプの吸収トルクをとっており、エンジン1の出力トルクを二点鎖線(I)で示している。また、ポンプ11の吸収トルクを実線(A)、破線(B)、および、一点鎖線(C)で示している。

【0062】図7では、ポンプ11の吸収トルクを示す、実線A、点線B、および、一点鎖線Cは、ポンプ11の吐出容積qを変えることなく一定にしていることを示している。エンジン1の出力トルクとポンプ11の吸収トルクのマッチング点のMa、Nb、Rcの変化は、ポンプ11にかかる負荷圧力により変わっていく。この図7の油圧のみによる制御をパターンAと呼ぶ。

【0063】図8では、ポンプ11の吸収トルクを示す、実線D、点線E、および、一点鎖線Fは、ポンプ11の吐出容積qを変えんことを示している。エンジン1の出力トルクとポンプ11の吸収トルクのマッチング点のMd、Ne、Rfの変化は、ポンプ11の吐出容積qを変えんことにより変わっていく。この図8のポンプ11の吐出容積qを変えん制御をパターンBと呼ぶ。

【0064】図9では、ポンプ11の吸収トルクを示す、実線G、点線H、および、一点鎖線Jは、ポンプ11にかかる負荷圧力に合わせて吸収トルクが一定になるように吐出容積qも変化させることを示している。エンジン1の出力トルクとポンプ11の吸収トルクのマッチング点のMg、Nh、Rjの変化は、負荷圧力に合わせてポンプ11の吐出容積qを変えんことにより変わっていく。この図9の油圧とポンプ11の吐出容積qを変えん制御をパターンCと呼ぶ。

【0065】次に、本発明の実施例でのエンジン1の出力トルクとポンプ11の吸収トルクのマッチングの制御についてみると、図10では、ポンプ11の負荷圧力が上昇する場合、図11では負荷圧力が下降する場合を示す制御している。また、図12では負荷圧力が下降する場合の他の実施例を示す制御している。図10において、ステップ1では、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_a \leq 250 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ2でパターンAの制御を行う。以上の場合($P_b > 250 \text{ Kg/cm}^2$)には、ステップ3でポンプ11の負荷圧力が連続して0.5秒以上か、あるいは、等しいか、を判定している。否の場合には、ステップ3を繰り返す。0.5秒以上か、あるいは、等しい場合には、ステップ4で、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_c \leq 300 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ5でパターンAからパターンBの制御を行う。この変更をモジュレーション1.0秒で行う。否の場合($P_b > 300 \text{ Kg/cm}^2$)には、ステップ6で、まず始めにパターンAからパターン

Bの制御を、モジュレーション1.0秒で行う。次に、連続してパターンBからパターンCの制御を、モジュレーション0.5秒で行う。この制御を2段リリース弁44のセット圧力($P_d = 325 \text{ Kg/cm}^2$)まで行う。

【0066】圧力を下降する場合には、図11において、ステップ11で、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_e \leq 300 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。否の場合($P_b > 300 \text{ Kg/cm}^2$)には、ステップ12でパターンCの制御を行う。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ13で、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_f \leq 250 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。否の場合には、ステップ14で、パターンCからパターンBの制御を、モジュレーション0.1秒で行う。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ15で、先ず始めにパターンCからパターンBの制御を、モジュレーション0.1秒で行う。次に、連続してパターンBからパターンAの制御を、モジュレーション0.2秒で行う。

【0067】次に、圧力を下降する場合の他の実施例では、圧力上昇側と下降側でヒステリシスを設けている。図12において、ステップ21で、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_g \leq 280 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。否の場合($P_b > 280 \text{ Kg/cm}^2$)には、ステップ22でパターンCの制御を行う。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ23で、ポンプ11の負荷圧力が所定の圧力($P_h \leq 230 \text{ Kg/cm}^2$)に等しいか、あるいは、以下か、を判定している。否の場合には、ステップ24で、パターンCからパターンBの制御を、モジュレーション0.1秒で行う。等しいか、あるいは、以下の場合には、ステップ25で、先ず始めにパターンCからパターンBの制御を、モジュレーション0.1秒で行う。次に、連続してパターンBからパターンAの制御を、モジュレーション0.1秒で行う。

【0068】上記の実施例で、TV C14の変化の速度のモジュレーションは圧力の上昇側と下降側で差を設けている。これにより、上昇側では緩慢なモジュレーションを採用することによりエンジン1の粘りを引き出し、下降側では迅速なモジュレーションによりエンジン1の速い回転速度の回復を得ている。

【0069】さらに次に、制御方法の他の一例を図13のフローチャート図で説明する。ステップ31では、作業モード設定スイッチ部91でアクティブモードAwが選択されたか、否(NO)かを制御装置100が判定する。NOの場合には、ステップ31を繰り返す。選択された場合(YES)には、ステップ32およびステップ33の測定を行う。この場合、ステップ32では、ポンプ11の負荷圧力を測定し、ステップ33では、ポンプ11の吐出容積qを傾転角センサ101で測定して制御

装置100に送っている。

【0070】ステップ34では、ステップ32およびステップ33の測定結果より、ポンプ11の吸収トルク T_p ($T_p = k \cdot P_a \cdot q$ 、ただし k は定数)を演算する。ステップ35では、ステップ34で求めたポンプ11の吸収トルク T_p がエンジン1の定格出力トルク点を越えたか、否かを判定する。このとき、エンジン1の定格出力トルク点は設計時に設定しておき、制御装置100の図示しない記憶部(ROM)に記憶させておく。NOの場合には、ステップ32に戻る。YESの場合には、ステップ36に行く。ステップ36では、エンジン1の回転速度を測定する。

【0071】ステップ37では、制御装置100は、ポンプ11の吸収トルクがエンジン1の回転速度時の出力トルクとなるように、TVC14のソレノイド14bに指令を出力する。このとき、制御装置100の記憶部には、エンジン1の回転速度に応じて変化するエンジン1の出力トルクが記憶されている。また、記憶部(ROM)には、TVC14のソレノイド14bに指令値を出力するため、エンジン1の出力トルクと、エンジン1の出力トルクに対してマッチングするポンプ11の吸収トルクとの相関が記憶されている。このとき、TVC14は前記と同様に制御される。

【0072】ステップ38では、エンジン1の回転速度が低下して音色が変わったときに、熟練したオペレータが経験に応じて選択したエンジン1の回転速度で操作レバーを操作したか、否かを判定している。ステップ38でYESの場合には、ステップ39で操作レバーの操作に合致したポンプ11の吐出容積 q に変更する。このため、TVC14のソレノイド14bへの指令もそれに合わせて減じ、ポンプ11の吐出量が減じる。または、操作レバーの操作により負荷を減じてポンプ11の吸収トルクも減じるため、エンジン1の負荷が軽減し、エンジン1の回転速度は当初の定格回転速度に回復する。ステップ38でNOの場合には、ステップ40にいき、低下している回転速度を測定する。

【0073】ステップ41では、低下したエンジン1の回転速度が設定した所定の回転速度になったか、否かを判定している。ステップ41でNOの場合には、ステップ38に戻る。ステップ41でYESの場合には、ステップ42にいき、ステップ39で制御装置からTVC14のソレノイド14bへの指令を減じ、ポンプ11の吐出量が減じる。上記において、ステップ41、42を設けることにより、初心者オペレータがアクティブモードAwを選択した場合でも、エンジン1の低下の音色による判定が出来ないときにもエンジン1の回転の停止を回避できる。

【0074】②上記で標準モードSwが選択された場合を説明する。図5において、エンジン出力トルクとポンプ11の吸収トルクとがマッチング点(T_s)でマッチ

ングされている状態で、アクチュエータ圧力 P_b がさらに増すか、あるいは、オペレータが操作レバーの操作量を増してポンプ11の吐出容積 q がさらに増すことが要求されると、ポンプ11の吸収トルクは増加する。このため、ポンプ11の吸収トルクがエンジン1の出力トルク以上となり、エンジン1の回転速度が低下する。これを回避するため、制御装置100はTVC弁14のソレノイド部14bに指令を出力してポート位置14fに切り換える。これにより、ポンプ11のサーボピストン12の圧力室12aには、導管21aから導管21b、および導管21fから、TVC弁14、導管23、サーボ制御弁13、サーボ応答切換弁62および導管22を介してサーボピストン12の圧力室12aに伝え、ポンプ11の吐出量(点線ハ)を低減する。これにより、エンジン1の回転速度は低下することなく回転し、標準モードでは初心者側に近い技量のオペレータでも容易に運転できる。

【0075】(2) ポンプ11の応答速度の制御について説明する。

①アクティブモードAwについて説明する。上記のアクティブモードAwが選択されると、制御装置100はサーボ応答用電磁弁63に指令を出力せずに、ポート位置63aにしてパイロットポンプ81の圧力がサーボ応答切換弁62に作用するのを遮断している。これにより、サーボ応答切換弁62はポンプ11の吐出圧力が一端の操作部62aに作用して可変絞りのポート16eと絞りのないポート16fとの間で制御され、サーボピストン12の応答時間 t_a は図14の実線(Awa)に示すように制御されている。

【0076】図14は、横軸にポンプ11の負荷圧力を、縦軸にサーボピストンの応答時間(t)を示している。アクティブモードAwでは、サーボピストンの応答時間 t_a は実線Awaに示すように、ポンプ11の負荷圧力が低いときには絞りを無くして応答速度を速くし、また、ポンプ11の負荷圧力が順次高くなると、可変絞りによりポンプ11の応答速度を順次遅くしている。これにより、ポンプ11の負荷圧力が低いときにはサーボピストン12等の摺動抵抗により遅かった応答速度が速くなるとともに、ポンプ11の負荷圧力が高いときに起こしやすいハンチングの発生を防ぐことができる。例えば、図示しない油圧ショベルのバケットでは、チルトバックから掘削までの間でバケットシリンダに作用する油圧は低圧から高圧までの範囲にある。このバケットを熟練したオペレータが速く作動させたときにも、低圧でのポンプの応答速度を速くなることにより、加速途中のバケットシリンダ速度に息つきがなくなり満足感が得られる。

【0077】②上記で標準モードSwが選択された場合を説明する。上記の標準モードSwを選択されると、制御装置100はサーボ応答用電磁弁63に指令を出力し

てポート位置63bにする。これにより、パイロットポンプ81の吐出圧力が他端の操作部16bに作用して、サーボ応答切換弁62を固定絞りのポート位置62gに切り換える。このため、従来と同様に、ポンプ11の応答速度は、図14の点線(Swb)に示すように制御される。図14では、ポンプ11の負荷圧力が低いときにはポンプ11の応答速度は遅くして、また、ポンプ11の負荷圧力が順次高くなると、ポンプ11の応答速度は順次速くしている。これにより、従来と同様に、早い速度を望まない初心者にとって扱い易い機械となっている。

【0078】(3)方向制御弁41の速度切り換え制御について説明する。

①アクティブモードAwについて説明する。方向制御弁41では、ブーム用方向制御弁41dおよびアーム用方向制御弁41eの図示しないスプールの一端側の操作部41bに、前記の通り、操作部80からのパイロット油を受けるスプール操作部41baと、パイロットポンプ81からのパイロット油を方向制御弁用電磁切換弁64を介して受けるスプール操作部41bbが設けられている。アクティブモードAw時には、パイロットポンプ81からのパイロット油をスプール操作部41bbが受けるために、図示しないスプールの移動量の規制がなくなり、図15に示すように、スプールの移動量(Sa)は大きくなる。

【0079】このため、操作部80からのパイロット油の圧力に応じて方向制御弁41の図示しないスプールの移動量Sが大きくなると、サーボ制御弁13の操作部13aに作用するポンプ11の吐出管路21からのポンプ負荷圧力Paと、他端部13bに作用する方向制御弁41により絞られた後の一段低いアクチュエータ圧力Pbとの差が小さくなる。このため、サーボ制御弁13はポート位置13dに移動し、移動量に見合った分だけサーボ制御弁13が開口して制御圧をサーボピストン12に伝え、ポンプ11の斜板角を大きくしてポンプ11の吐出容積qを増す。これにより、ポンプ負荷圧力Paとアクチュエータ圧力Pbとの差が生ずる範囲、すなわち、ストロークの範囲が広くなるとによりポンプ11の吐出容積qの大きくなる範囲も増している。

【0080】このため、操作部80からのパイロット油の圧力に応じて方向制御弁41の図示しないスプールの移動量Sが変化し、スプールの移動量Sに応じて方向制御弁41を流れる制御油量は、図15に示すように、アクティブモードAwでは実線Awcで、標準モードSwでは一点鎖線Swdで変化する。アクティブモードAw時のアクチュエータ部70への流量は、標準モードSwに比べて、スプールの移動量の差(Sa-Ss)により、標準モード時の流量QsdからアクティブモードAw時の流量Qacに増加する。したがって、オペレータがアクティブモードAwを選択することにより、制御装

置100から方向制御弁用電磁切換弁64に指令が出力され、方向制御弁用電磁切換弁64はポート位置64bにあり、パイロットポンプ81からのパイロット油をスプール操作部41bbが受ける。このため、オペレータが操作レバーを大きく操作することにより、パイロット油の圧力を大きくして方向制御弁41の図示しないスプールの移動量(Sa)を大きくし、アクチュエータ部70の作動速度を速くできる。

【0081】②上記で標準モードSwが選択された場合を説明する。標準モードSw時には、パイロットポンプ81からのパイロット油をスプール操作部41bbが受けないために、図示しないスプールの移動量は規制を受ける。このため、図15に示すように、スプールの移動量(Ss)は小さくなる。したがって、前記とは反対に、標準モードSwではアクティブモードAw時よりも、ポンプ11の吐出量は小さくなる。

【0082】(4)TVC弁41によるカットオフ制御、および、カットオフ機能解除制御について説明する。

①アクティブモードAwについて説明する。上記のアクティブモードAwが選択されると、制御装置100はTVC弁41に指令を出力せずに、電流による図16に示すカットオフ機能解除制御を行う。図16は、横軸にポンプ圧力(P)を、縦軸にポンプ吐出量(Q)を取り、実線(I)でポンプ11が吸収する等馬力曲線を示し、また、一点鎖線でTVC弁41への指令電流値I0、I1、・・・I4を示している。この指令電流値はI0が一番小さく、順次I4に行くほど大きい指令電流値が表示されている。カットオフ機能解除制御は、例えば、後述する標準Swで行っている電流によるカットオフ制御(図16に点線Csに示す)をキャンセルして、太い実線Caで示すように、吸込弁付き2段安全弁45および2段安全弁46の一段目の安全弁によるセトリリーフ圧力(Psd)により設定した圧力を発生している。

【0083】したがって、オペレータがアクティブモードAwを選択することによりカットオフ機能解除制御が行われるため、負荷圧力は吸込弁付き2段安全弁45および2段安全弁46の一段目の安全弁によるセトリリーフ圧力Psdにより設定した圧力を発生する。このとき、ポンプ11の吐出流量は、ポンプ11に作用する負荷圧力による等馬力曲線の実線(I)上で制御される。このため、オペレータが重掘削を行ないポンプ負荷圧力がセトリリーフ圧力Psdの近傍まで高くなっても、セトリリーフ圧力Psdでの力の作業がポンプ11の吐出量が減ることがなく行えるので効率のよい作業が行える。

【0084】②標準モードSwが選択された場合を説明する。上記の標準モードSwが選択されると、制御装置100はTVC弁41に指令を出力して、電流によるカ

10

20

30

40

50

ットオフ制御を行う。カットオフ制御は、ポンプ11のポンプ負荷圧力を検出する圧力センサ90からポンプ11の圧力が所定のしきい値(P_{sa})の圧力である信号により、制御装置100はTVC弁14のソレノイド部14bに電流I0の指令を出力して、図示しないTVC弁14のスプールをバネ14c、14dと釣り合うポート位置14fの方の位置に押し込む。これにより、ポンプ11のサーボピストン12の圧力室12aには、導管21aから導管21b、および導管21fから、TVC弁14、導管23、サーボ制御弁13、サーボ応答切換弁62および導管22を介してサーボピストン12の圧力室12aに伝え、ポンプ11の吐出量 Q_{sa} にする。さらに、ポンプ11の負荷圧力が圧力 P_{sb} に上昇すると、制御装置100はソレノイド部14bに電流I1の指令を出力して、さらに、図示しないピストンを押し込む。これにより、高い圧力がサーボピストン12の圧力室12aに入りサーボピストン12を移動する。このため、ポンプ11の吐出量は吐出量 Q_{sa} から Q_{sb} に低減する。

【0085】さらに、ポンプ負荷圧力が順次上昇し、圧力 P_{sd} に上昇すると、制御装置100はソレノイド部14bに電流I4の指令を出力して、ポンプ11の吐出量を最低吐出量 Q_{sd} である吐出容積 q_{min} まで低減する。ポンプ11の吐出量が最低の吐出量 Q_{sd} になると、2段リリーフ弁44の一段目のセトリリーフ圧力 P_{sd} になり、ポンプ11の最低の吐出量 Q_{sd} は2段リリーフ弁44からタンク29に戻る。このように制御することにより、例えば図16に示す、カットオフ制御の点線 C_{sb} が得られる。このため、オペレータが重掘削を行ないポンプ負荷圧力がセトリリーフ圧力 P_{sd} になったときにカットオフ制御が行われ、ポンプ11の吐出量 Q が減るために、初心者のオペレータがセトリリーフ圧力で作業を長く行っても高温になることがないとともに、消費エネルギーを低減できる。上記において、TVC弁14に出す指令電流値は、図17に示す、トルク制御から求めた電流値 T_t と、カットオフ制御から求めた電流値 T_c とを比較して、大きい方の電流値を出力する。以上のように制御することにより、図16に点線 C_{sb} に示ようなカットオフ制御を、従来のように専用の油圧によるカットオフ弁を用いることなくTVC弁14への電流により行える。

【0086】(5) 掘削力を増すためのワンタッチ掘削力アップ制御について説明する。アクティブモードAw、あるいは、標準モードSwのいずれにおいてもワンタッチ掘削力アップ制御が選択されると、制御装置100は、方向制御弁用電磁切換弁64に指令を出力し、ポート位置64bに切り換えて、パイロットポンプ81からのパイロット油圧を2段リリーフ弁44、吸込弁付き2段安全弁45、および、2段安全弁46に送る。この、ワンタッチ掘削力アップ制御は、制御装置100に

付設されている安全弁用掘削力アップスイッチ92により選択される。このときのパイロット油圧は前記の一段目のリリーフ圧力を設定した場合より高い圧力を送る。また、このとき、制御装置100はTVC弁41に指令を出力せずに、電流によるカットオフ機能解除制御を行っている。

【0087】これにより、2段リリーフ弁44、吸込弁付き2段安全弁45、および、2段安全弁46は、図示しないバランスピストン形リリーフ弁、安全弁のパイロット弁がパイロット油圧により規制されて、図18に示すように、一段目の圧力 P_{sd} からさらに上昇し、2段目の圧力 P_u になる。なお、図18では、横軸にポンプ11の負荷圧力(P)を、縦軸にポンプ吐出量(Q)をとっている。カットオフ機能時の圧力を破線(イ)で、カットオフ機能解除時の圧力を一点鎖線(ロ)で、ワンタッチ掘削力アップ時の圧力を実線(ハ)で示している。このため、オペレータが重掘削を行ないポンプ負荷圧力がセトリリーフ圧力 P_{sd} の近傍まで高くなり、まだ、掘削力、あるいは、湿地帯等からの脱出力が足りないときにワンタッチ掘削力アップ制御を用いて、重掘削あるいは湿地帯からの脱出ができる。

【0088】次に、第2実施例を説明する。図19は第1実施例の図3に相当するエンジン、ポンプ部を主体とした一部拡大図、図20は第1実施例の図4に相当する制御弁部を主体とした一部拡大図である。なお、第1実施例と同一部品には同一符号を付して説明は省略する。第1実施例では、図2、図3、図4において、アクティブモード切換部60は、出力トルク用電磁切換弁61と、サーボ応答切換弁62と、サーボ応答用電磁切換弁63と、および、方向制御弁用電磁切換弁64とから構成されている。第2実施例では、図19、図20においては、方向制御弁用電磁切換弁64が異なり、一個ではなく複数個により構成されている。すなわち、2段リリーフ弁44のセット圧力を調整するとともに、吸込弁付き2段安全弁45および2段安全弁46のセット圧力を調整する2段リリーフ弁用電磁切換弁65と、方向制御弁41の速度切り換えを制御する方向制御弁速度用電磁切換弁66とから構成されている。2段リリーフ弁用電磁切換弁65は制御装置100に接続されている。また、方向制御弁速度用電磁切換弁66は方向制御弁速度用スイッチ67を有している。

【0089】上記において、オペレータがアクティブモードAwを選択すると、制御装置100はTVC弁41に指令を出力せずに、電流によるカットオフ機能解除制御を行なうとともに、一段目のリリーフ圧力にしている。次に、オペレータが、速い速度で作業を行いたい場合には、方向制御弁速度用スイッチ67を入りにして、方向制御弁速度用電磁切換弁66をポート位置66bに切り換えて、パイロットポンプ81からのパイロット油圧をブーム用方向制御弁41dおよびアーム用方向制御

弁 41e の操作部 41b に送る。これにより、第 1 実施例と同様に、図示しないスプールの移動量の規制がなくなり、図 15 に示すように、スプールの移動量 (S a) は大きくなり、アクチュエータ部 70 の作動速度を速くする。また、オペレータが、さらに、掘削力を増して作業を行いたい場合には、安全弁用掘削力アップスイッチ 92 を入りにして、2 段リリーフ弁用電磁切換弁 65 をポート位置 65b に切り換えて、パイロットポンプ 81 からのパイロット油圧を、2 段リリーフ弁 44 と、吸込弁付き 2 段安全弁 45 および 2 段安全弁 46 とに送り、高い圧力に設定する。これにより、第 1 実施例と同様に、ポンプ負荷圧力が図 18 に示す高いセトリリーフ圧力 P u の近傍まで高くなり、まだ、掘削力、あるいは、湿地帯等からの脱出力が足りないときにワンタッチ掘削力アップ制御を用いて、掘削あるいは脱出ができる。

【0090】次に、第 3 実施例を説明する。図 21 は第 1 実施例の図 2 に相当する第 3 実施例の全体構成図である。なお、第 1 実施例と同一部品には同一符号を付して説明は省略するとともに、一部のバケット (73、41f) 回路を省略している。第 1 実施例では、図 2、図 4 において、パイロット圧力を各方向制御弁のスプール操作部 41a、41b に供給するために操作部 80 には、比例圧力電磁弁 83、84、・・を用いたが、第 3 実施例では、比例圧力油圧制御弁 87、88、89・・を用いている。各比例圧力油圧制御弁 87 はオペレータが操作する図示しない操作レバーの操作量の信号により比例したパイロット圧力が各方向制御弁のスプール操作部 41a、41b に供給される。これにより、各方向制御弁のスプールは操作レバーの操作量は信号により比例したストローク (S) が得られるとともに、操作量に合わせた所定の油量が方向制御弁を流れる。

【0091】また、アクティブモード切換部 60 は、第 1 実施例では、出力トルク用電磁切換弁 61 と、サーボ応答切換弁 62 と、サーボ応答用電磁切換弁 63 と、および、方向制御弁用電磁切換弁 64 とから構成されているが、第 3 実施例では、図 21 においては、2 段リリーフ弁 44 のセット圧力を調整する 2 段リリーフ弁用電磁切換弁 161 と、吸込弁付き 2 段安全弁 45 および 2 段安全弁 46 のセット圧力を調整する安全弁用電磁切換弁 162 と、方向制御弁 41 の速度切り換えを制御する方向制御弁速度用電磁切換弁 66 とから構成されている。2 段リリーフ弁用電磁切換弁 161 は制御装置 100 に接続されている。方向制御弁速度用電磁切換弁 66 は方向制御弁速度用スイッチ 67 を有している。また、安全弁用電磁切換弁 162 は安全弁用スイッチ 163 を有している。

【0092】上記において、オペレータが、掘削力を増して作業を行いたい場合には、制御装置 100 は T V C 弁 41 に指令を出力せずに、電流によるカットオフ機能

解除制御を行なうとともに、2 段リリーフ弁 44 の 2 段目の高いリリーフ圧力にしている。すなわち、2 段リリーフ弁用電磁切換弁 161 をポート位置 161b に切り換えて、パイロットポンプ 81 からのパイロット油圧を 2 段リリーフ弁 44 に送り、2 段リリーフ弁 44 のセット圧力は吸込弁付き 2 段安全弁 45 および 2 段安全弁 46 を高い圧力に設定する。これにより、吸込弁付き 2 段安全弁 45 および 2 段安全弁 46 を作動させて通常作業より高い圧力にして掘削力を増す。さらに、強い掘削力を増して作業を行いたい場合には、安全弁用スイッチ 163 を入りにして、ポート位置 162b に切り換えて、パイロットポンプ 81 からのパイロット油圧を、吸込弁付き 2 段安全弁 45 および 2 段安全弁 46 とに送り、さらに、2 段リリーフ弁 44 のセット圧力で作業することにより強い力を生ずる。このように、アクティブモード切換部 60 は一個に限定することなく、適宜に制御できることは言うまでもない。また、ポンプ 11 の応答速度を可変にするサーボ応答用電磁切換弁 63 も同様にスイッチを設けても良い。

【0093】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、熟練者の技量に合わせたアクティブモードおよび初心者側に近い技量に合わせた標準モードを設定したため技量に応じた作業モードが選択でき、オペレータの満足した建設機械が得られる。また、熟練したオペレータには、作業負荷が上昇しポンプに負荷がかかるとエンジンの回転速度が減速するとともに、エンジンの音色も変わり、オペレータにはエンジンに負荷がかかっていることがわかり、取扱易い機械になる。また、ブームヘッド側の圧力を高圧、低圧の 2 段階にし、アクティブモードでは高圧に、標準モードでは低圧に設定しているため、初心者にはアーム掘削の反力で車体前方の浮きあがることなく、熟練者には技量に合わせて重掘削が行え、作業効率が向上する。さらに、軟弱地からの脱出時には、アクティブモードを選択することにより、初心者でも車体の突っ張り力が増し、容易に脱出が行える。

【0094】また、方向制御弁はストロークを長ストローク、および短ストロークの 2 段階にし、アクティブモードでは許容流量を増しているため、熟練者には技量に合わせた迅速な作業速度あるいは旋回速度が得られ、オペレータの満足度が向上するとともに、深掘り作業およびサイクルタイムが短縮して作業量が増加する。また、ポンプの吐出容積を高圧時の応答性に合わせて時間を設定すると、絞りを可変として低圧時にも高圧時の応答性と同様に早く設定したため、低圧時にも応答性が早くなり、熟練のオペレータにもオペレータの満足度が向上するとともに、サイクルタイムが短縮して作業量が増加する。さらに、カットオフ弁は、ポンプのトルク制御のバルブを用いているため、専用のカットオフ弁を廃止でき、構造が簡単になる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】第 1 実施例に係る可変容量ポンプ制御装置の全体ブロック構成図である。

【図 2】第 1 実施例の全体構成図である。

【図 3】図 2 のエンジン、ポンプ部を主体とした一部拡大図である。

【図 4】図 2 の制御弁部を主体とした一部拡大図である。

【図 5】本発明のアクティブモード A w 時の、エンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングを説明する図である。

【図 6】本発明のアクティブモード A w 時と標準モード時のポンプの吸収馬力を説明する図である。

【図 7】ポンプの吐出容積が一定のときのポンプの吸収トルクとエンジンの出力トルクとのマッチングを説明する図である。

【図 8】ポンプの吐出容積が変化するときのポンプの吸収トルクとエンジンの出力トルクとのマッチングを説明する図である。

【図 9】負荷圧力とポンプの吐出容積とが変化しポンプが一定の吸収トルクで変化するときのポンプの吸収トルクとエンジンの出力トルクとのマッチングを説明する図である。

【図 1 0】負荷圧力が上昇する場合のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングの制御を説明するフローチャート図である。

【図 1 1】負荷圧力が下降する第 1 実施例の場合のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングの制御を説明するフローチャート図である。

【図 1 2】負荷圧力が下降する第 2 実施例の場合のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングの制御を説明するフローチャート図である。

【図 1 3】第 3 実施例の場合のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングの制御を説明するフローチャート図である。

【図 1 4】本発明のアクティブモード A w 時と標準モード時のポンプのサーボピストンの応答時間を説明する図である。

【図 1 5】本発明のアクティブモード A w 時と標準モード時の方向制御弁の許容流量を説明する図である。

【図 1 6】本発明の T V C 弁によるカットオフ制御を説明する図である。

【図 1 7】本発明の T V C 弁によるカットオフ制御を行うときの T V C 電流値を説明する図である。

【図 1 8】掘削力を増すためのワンタッチ掘削力アップ制御について説明する図である。

【図 1 9】第 2 実施例の図 2 のエンジン、ポンプ部を主体とした一部拡大図である。

【図 2 0】第 2 実施例の図 2 の制御弁部を主体とした一部拡大図である。

【図 2 1】第 3 実施例の全体構成図である。

【図 2 2】従来の可変容量ポンプ制御装置の全体構成図である。

【図 2 3】従来の重掘削モード時のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングを説明する図である。

【図 2 4】従来の整正モード時のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングを説明する図である。

【図 2 5】従来の微操作モード時のエンジンの出力トルクとポンプの吸収トルクのマッチングを説明する図である。

【図 2 6】従来のポンプの吸収トルクとエンジンの出力トルクとを定格点でマッチングさせた場合を説明する図である。

【図 2 7】従来のポンプの等吸収馬力とエンジンの出力トルクとをマッチングさせた場合を説明する図である。

【図 2 8】従来のポンプの一定吸収トルクとエンジンの出力トルクとをマッチングさせた場合を説明する図である。

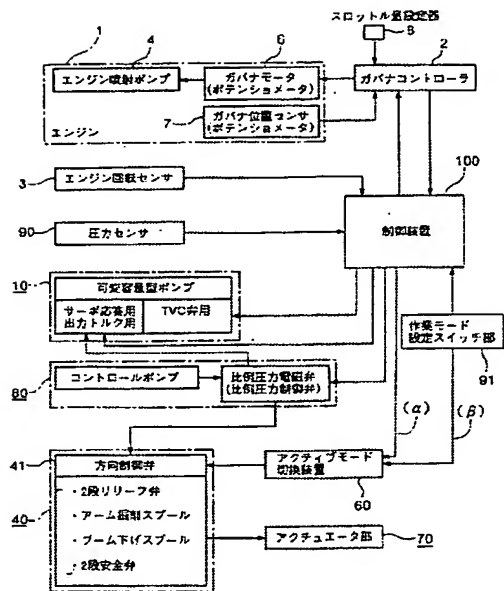
【図 2 9】従来のカットオフ機能を説明する図である。

【図 3 0】従来のカットオフ解除機能を説明する図である。

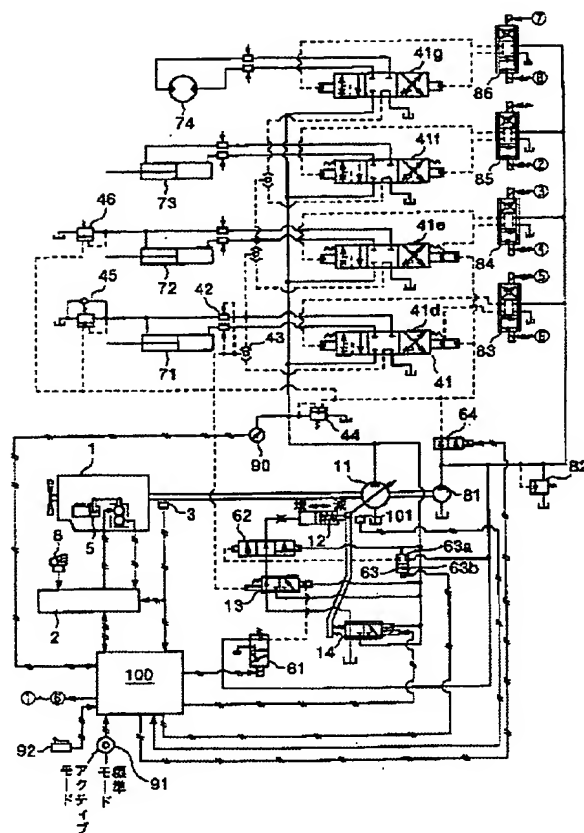
【符号の説明】

1 …エンジン、 2 …ガバナコントローラ、 3 …エンジン回転センサ、 4 …燃料噴射ポンプ、 5 …ガバナ、 6 …ガバナモータ、 7 …ガバナ位置センサ、 8 …スロットル量設定器、 1 0 …可変容量型ポンプ部、 1 1 …可変容量型ポンプ、 1 2 …サーボピストン、 1 3 …サーボ制御弁、 1 4 …トルクバリュウコントロール弁、 1 6 …サーボ応答切換弁、 4 0 …制御弁部、 4 1 …方向制御弁、 4 4 …2 段リリーフ弁、 4 5 …吸込弁付き 2 段安全弁、 4 6 …2 段安全弁、 6 0 …アクティブモード切換部、 6 1 …出力トルク用電磁切換弁、 6 2 …可変容量ポンプ用サーボ応答切換弁、 6 3 …サーボ応答用電磁切換弁、 6 4 …方向制御弁用電磁切換弁、 6 5 …2 段リリーフ弁用電磁切換弁、 6 6 …方向制御弁速度用電磁切換弁、 6 7 …方向制御弁速度用スイッチ、 7 0 …アクチュエータ部、 7 1 …ブームシリンダ、 7 2 …アームシリンダ、 7 3 …バケットシリンダ、 7 4 …旋回モータ、 8 0 …操作部、 8 1 …パイロットポンプ、 8 2 …リリーフ弁、 8 3 …ブーム用比例圧力電磁弁、 8 4 …アーム用比例圧力電磁弁、 8 5 …バケット用比例圧力電磁弁、 8 6 …旋回用比例圧力電磁弁、 8 7 …比例圧力油圧制御弁、 9 0 …圧力センサ、 9 1 …作業モード設定スイッチ部、 9 2 …安全弁用掘削力アップスイッチ、 1 0 0 …制御装置、 1 0 1 …傾転角センサ、 1 6 1 …2 段リリーフ弁用電磁切換弁、 1 6 2 …安全弁用電磁切換弁、 1 6 3 …安全弁用スイッチ。

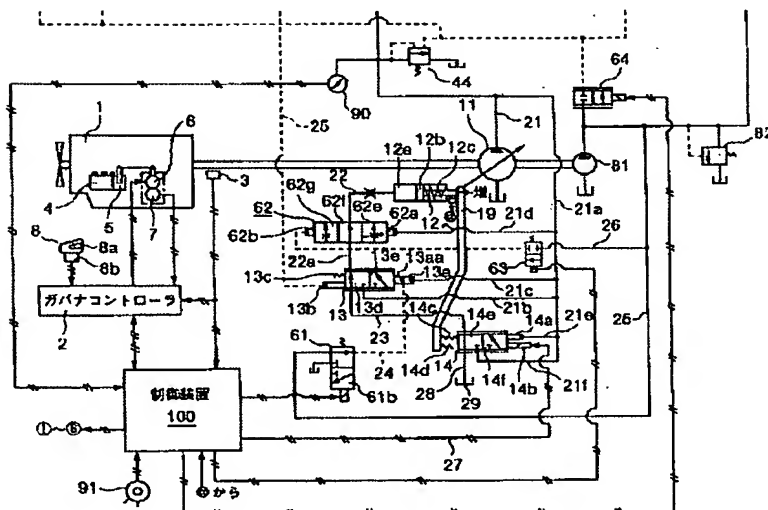
【图 1】



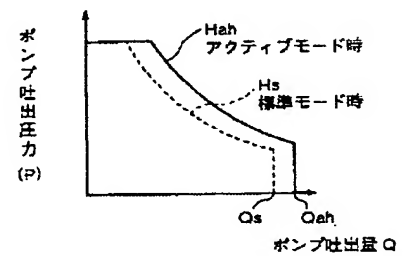
【図2】



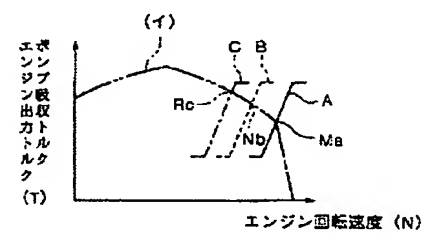
【例 3】



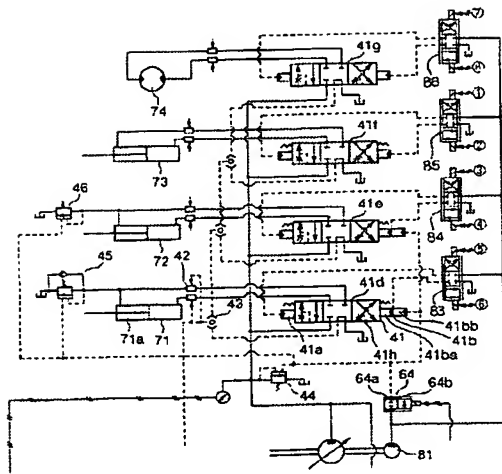
【図 6】



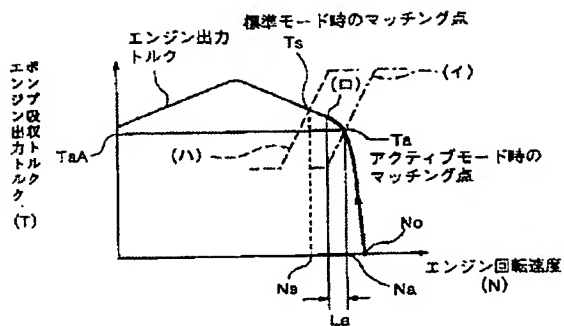
【图 7】



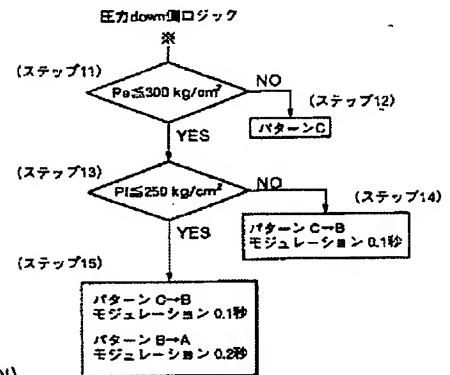
【図4】



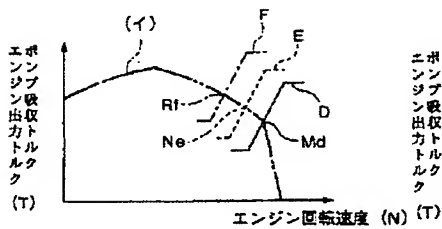
【図5】



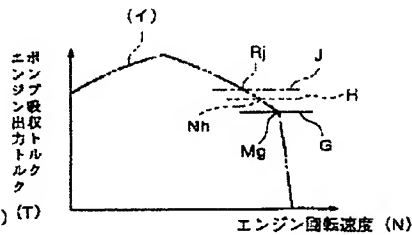
【図11】



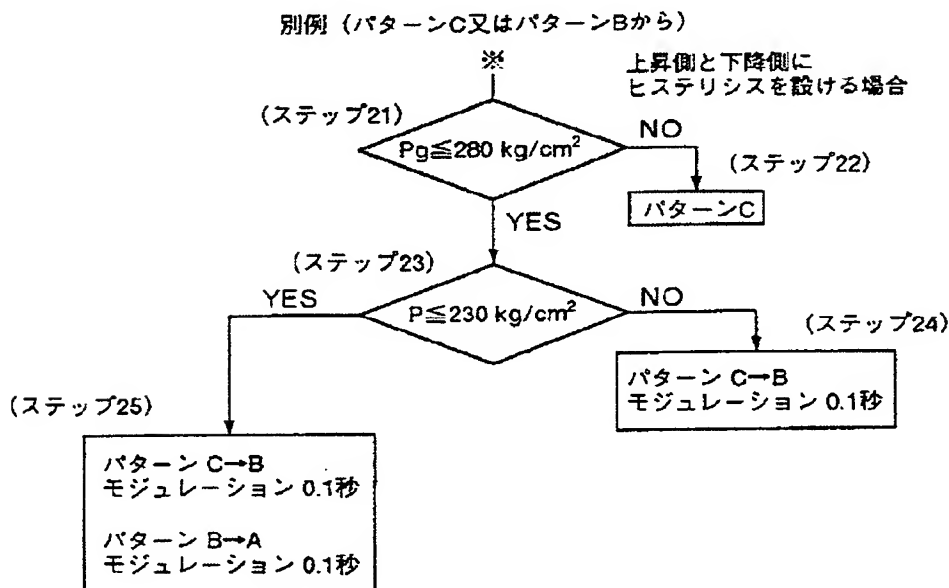
【図8】



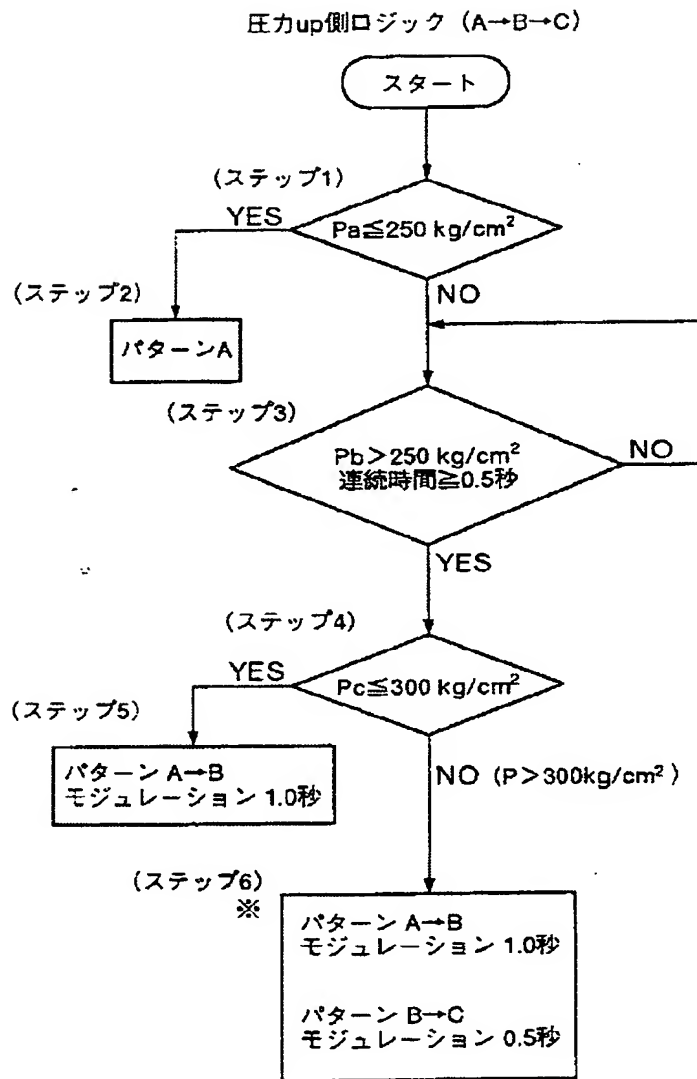
【図9】



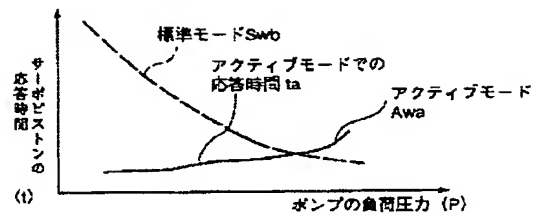
【図12】



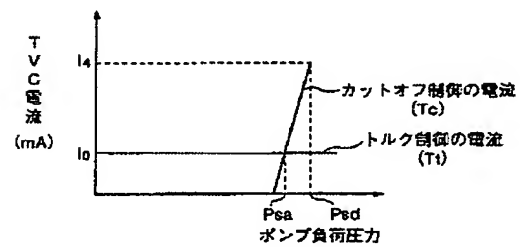
【図10】



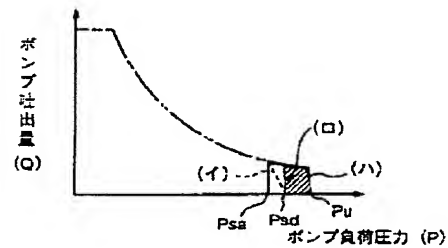
【図14】



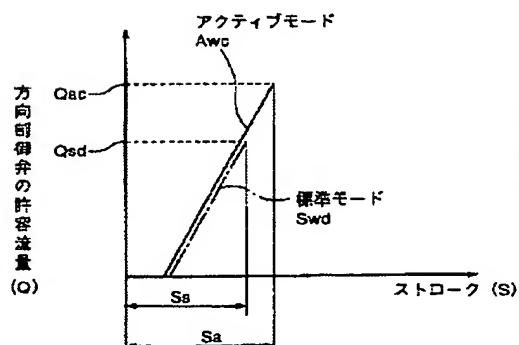
【図17】



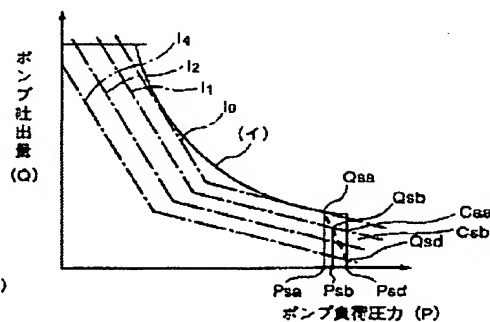
【図18】



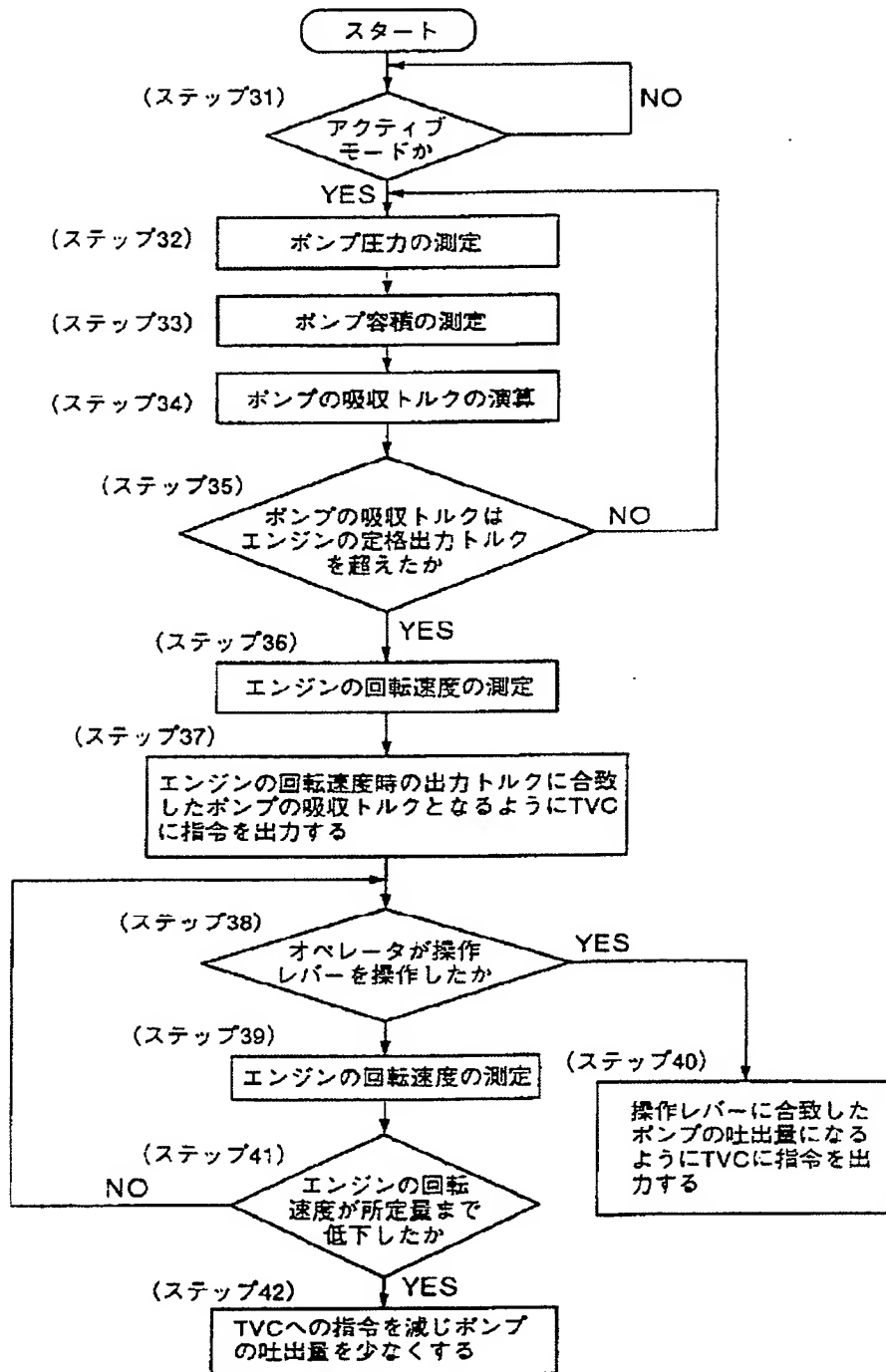
【図15】



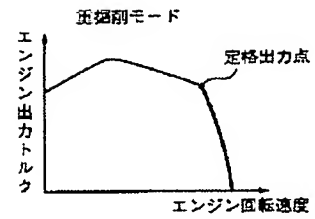
【図16】



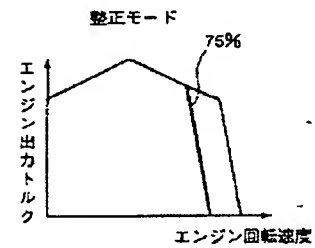
【図13】



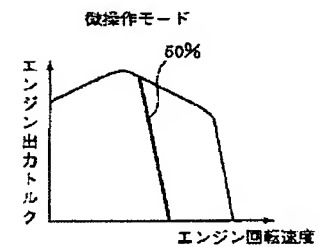
【図23】



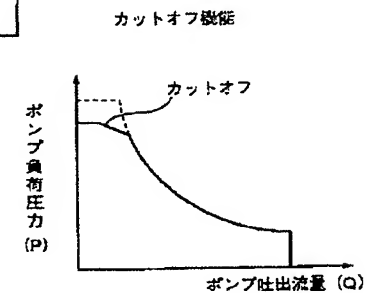
【図24】



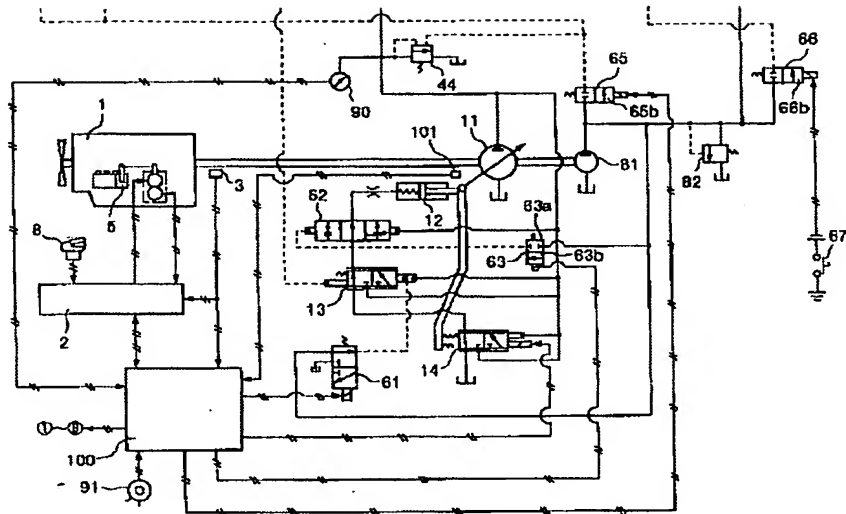
【図25】



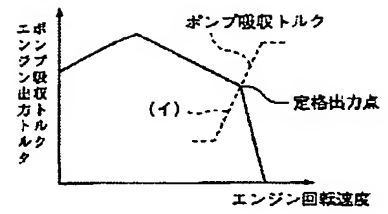
【図29】



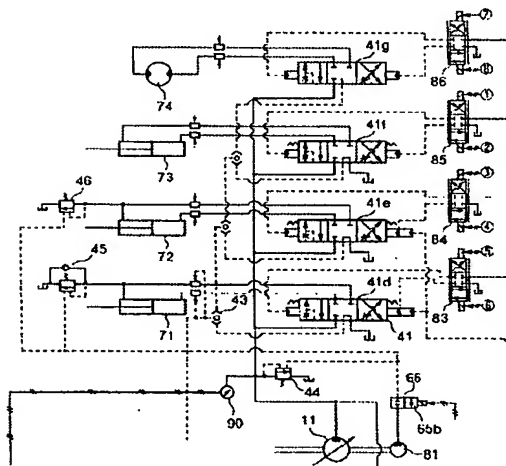
【図19】



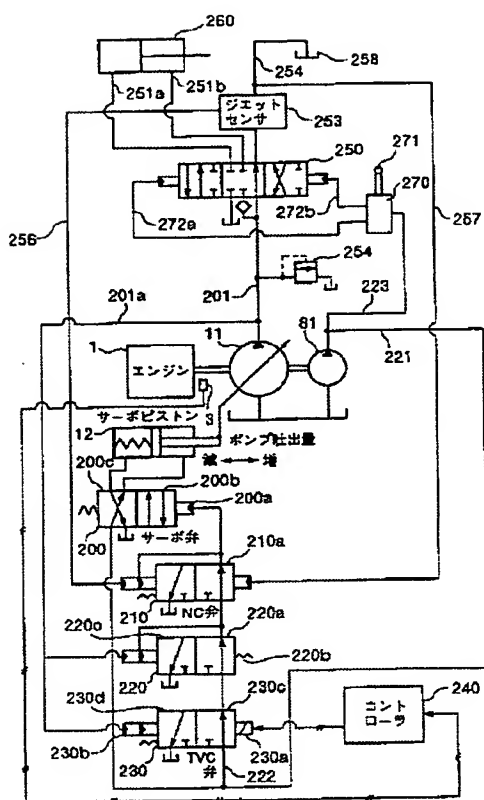
【図26】



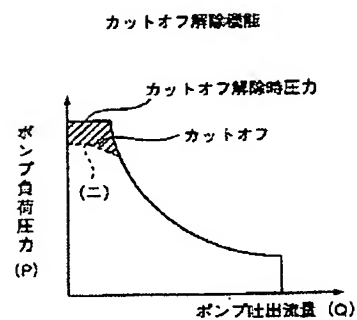
【図20】



【図 2 2】



【図 3 0】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁶

F 1 5 B 11/16

識別記号

F I

F 1 5 B 11/16

Z

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)